

VŠB – Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

# **Návrh umístění a zavěšení komponentů na spodku kolejového vozidla**

**Design of Component Parts Positioning and Suspension on the  
Bottom Section of a Rail Vehicle**

Student:

Bc. Jakub Dresler

Vedoucí diplomové práce:

prof. Dr. Ing. Miloš Němček

Ostrava 2012

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jakub Dresler**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Návrh umístění a zavěšení komponentů na spodku kolejového vozidla**  
**Design of Component Parts Positioning and Suspension on the Bottom**  
**Section of a Rail Vehicle**

### Zásady pro vypracování:

- proveďte rešerši komponent a pomocných zařízení, které se instalují na kolejové vozidlo, s důrazem na ty, které jsou obvykle na spodku vozidla
- zjistěte prostorové uspořádání spodku vozidla z hlediska jeho využitelnosti pro umístění požadovaných komponent
- definujte silové působení na jednotlivé komponenty umístěné na spodku vozidla v běžných a v extrémních provozních stavech
- navrhnete řešení pro ukotvení jednotlivých komponent na spodku, proveďte i pevnostní kontrolu těchto upevňovacích elementů
- navrhnete optimální rozložení komponent na spodku vozidla z potřebných hledisek (rozložení hmotnosti, aerodynamické vlastnosti, únosnost upevňovacích prvků, vlastní frekvence rámu aj.)

Nakreslete zjednodušenou sestavu rámu s naznačením polohy jednotlivých komponent. Nakreslete výrobní výkresy upevňovacích elementů

### Seznam doporučené odborné literatury:

BOLEK, A., KOCHMAN, J.: *Části strojů 1,2*. SNTL Praha, 1989.

DEJL, Z.: *Konstrukce strojů a zařízení – spojovací části strojů*. Montanex, a.s. Ostrava, 2000.

KOLÁŘ, J.: *Teoretické základy konstrukce kolejových vozidel*. Skripta ČVUT Praha 2009

NĚMČEK, M.: *Řešené příklady z ČaMS. Spoj.* Druhé vydání. Skripta VŠB-TU Ostrava, 2008. ISBN 978-80-248-1782-8

Odborné časopisy

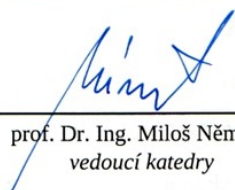
Firemní materiály

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **prof. Dr. Ing. Miloš Němček**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012



---

prof. Dr. Ing. Miloš Němček  
vedoucí katedry



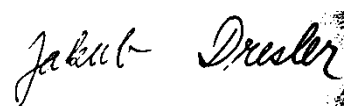
---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
děkan fakulty

***Místopřísežné prohlášení studenta***

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21. května

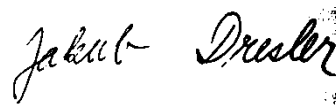
A handwritten signature in black ink, reading 'Jakub Dresler'. The signature is written in a cursive, flowing style.

Jakub Dresler

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že se na moji diplomovou práci plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě 21. května



podpis

Jméno a příjmení autora práce: Bc. Jakub Dresler

Adresa trvalého pobytu autora práce: Labuť 1023/27, 743 01 Bílovec

Děkuji vedoucímu diplomové práce prof. Dr. Ing. Miloši Němčkovi za cenné rady, připomínky a metodické vedení práce.

## OBSAH

SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ .....	2
1. ÚVOD .....	4
1.1. Současný stav v oblasti komponentů .....	4
1.2. Cíle diplomové práce .....	7
2. POPIS ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY .....	8
2.1. Prostorová omezení spodku vozidla .....	8
2.2. Rozmístění komponentů .....	11
2.3. Silové působení .....	14
2.4. Upevnění komponentů .....	15
3. VÝPOČET ŠROUBOVÉHO SPOJE .....	17
3.1. Rozbor zatížení šroubů a výpočet provozních sil.....	18
3.2. Stanovení tuhostí šroubu a přírub .....	21
3.3. Výpočet sil působících na šroub.....	24
3.4. Výpočet kritického namáhání šroubu.....	27
3.5. Stanovení provozní bezpečnosti šroubu.....	31
3.6. Výsledná bezpečnost .....	34
3.7. Výsledné hodnoty pevnostních výpočtů šroubových spojů .....	35
4. PRVKY ZAVĚŠENÍ KOMPONENTŮ .....	37
4.1. Jednoduchá konzola .....	37
4.1.1. Pevnostní výpočet jednoduché konzoly.....	38
4.1.2. Výpočet svarů jednoduché konzoly .....	42
4.2. Dvojitá konzola .....	45
4.2.1. Pevnostní výpočet dvojité konzoly.....	46
4.2.2. Výpočet svarů dvojité konzoly .....	49
4.3. Pomocný rám .....	52
4.3.1. Pevnostní výpočet pomocného rámu .....	54

5.	VLASTNÍ FREKVENCE HRUBÉ STAVBY.....	56
5.1.	Nahrazení podlahy .....	57
5.2.	Nahrazení podélníku .....	63
5.3.	Nahrazení příčnicku .....	65
5.4.	Nahrazení bočnice .....	66
5.5.	Nahrazení stropu.....	68
5.6.	Výpočet vlastní frekvence .....	70
6.	ZÁVĚR .....	71
7.	POUŽITÁ LITERATURA.....	72
8.	PŘÍLOHY.....	73



## **ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE**

DRESLER, J. Návrh umístění a zavěšení komponentů na spodku kolejového vozidla: diplomová práce. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra částí a mechanismů strojů, 2012, 73 s. Vedoucí práce: Němček, M.

Diplomová práce se zabývá návrhem upevnění komponentů na spodek kolejového vozidla. V úvodu jsou popsány jednotlivé komponenty určené k upevnění. Na základě rozboru jednotlivých komponentů a prostorového uspořádání spodku vozidla je vypracována projekční studie zástavby těchto komponentů a navrženy systémy jejich upevnění. Konstrukční návrhy jednotlivých systémů jsou dimenzovány pro stanovené maximální přípustné zatížení a podrobeny pevnostním výpočtům. Je proveden výpočet vlastních frekvencí hrubé stavby vozu. Výsledkem práce jsou navržené systémy upevnění jednotlivých komponentů dle zadání. Konstrukční provedení upevňovacích systémů je zdokumentováno v přílohách diplomové práce.

## **ANNOTATION OF DIPLOMA THESIS**

DRESLER, J. Design of Component Parts Positioning and Suspension on the Bottom Section of a Rail Vehicle: Diploma Thesis. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Machine Parts and Mechanisms, 2012, 73 s. Supervisor: Němček, M.

Diploma thesis describes design of component parts positioning and suspension on the bottom section of a rail vehicle. The introduction describes the various components intended for mounting. Based on analysis of individual components and their layout beneath the vehicle, design study of component's suspension and positioning is drawn. Design proposals for individual systems are designed for the maximum permissible load and undergo strength calculations. In the next step, natural frequencies of shell construction of the rail vehicle were calculated. As results of this work fastening systems for each component are designed according to specification. Designs of the fastening systems are documented in the annexes to the thesis.

## SEZNAM POUŽITÝCH OZNAČENÍ

	Délkové rozměry	[mm]
$c_{p\check{R}}$	Tuhost přírub	$[\text{N} \cdot \text{m}^{-1}]$
$c_S$	Tuhost šroubu	[mm]
$d, D$	Průměr	[mm]
$f$	Frekvence	[Hz]
$f_t, f_z$	Součinitel smykového tření	[–]
$g$	Tíhové zrychlení	$[\text{m} \cdot \text{s}^{-2}]$
$i$	Množství	[–]
$k$	Součinitel bezpečnosti	[–]
$k_n$	Koeficient nerovnoměrného rozložení zatížení	[–]
$p$	Tlak	[MPa]
$s_k$	Otvor pro klíč	[mm]
$s^x$	Součinitel pevnostní hypotézy	[–]
$m$	Hmotnost	[kg]
$D$	Průměr	[mm]
$E$	Modul pružnosti v tahu	[MPa]
$F, N$	Síla	[N]
$G$	Modul pružnosti ve smyku	[MPa]
$M$	Moment	$[\text{N} \cdot \text{m}]$
$P_h$	Rozteč závitů	[mm]
$r, R$	Poloměr	[mm]
$R_e$	Mez kluzu v tahu materiálu	[MPa]
$R_m$	Mez pevnosti v tahu materiálu	[MPa]
$R_{p0,2}$	Mez kluzu v tahu materiálu smluvní pro 0,2 % plastických deformací	[MPa]
$S$	Plocha	$[\text{mm}^2]$
$T$	Těžiště	[–]
$W_k$	Modul odporu průřezu v krutu	$[\text{mm}^3]$
	Úhlové rozměry	[°]

$\alpha_{\sigma}$	Součinitel koncentrace napětí	[–]
$\beta$	Součinitel vrubu	[–]
$\varepsilon_p$	Součinitel jakosti povrchu	[–]
$\mu$	Poissonova konstanta	[–]
$\nu_{\sigma}$	Součinitel velikosti	[–]
$\rho^x$	Materiálová konstanta	[–]
$\sigma$	Normálové napětí	[MPa]
$\sigma_C$	Mez únavy souměrně střídavého cyklu	[MPa]
$\sigma_{hC}$	Mez únavy míjivého cyklu	[MPa]
$\sigma_C^X$	Mez únavy vrubované součásti	[MPa]
$\tau$	Smykové napětí	[MPa]
$\psi_{\sigma}$	Součinitel sbíhavosti	[–]

# 1. ÚVOD

V diplomové práci se zabývám návrhem umístění a zavěšení komponentů na spodku kolejového vozidla. Na základě rozboru jednotlivých komponentů a definování podmínek pro jejich zástavbu jsem vytvořil koncept systémů pro jejich upevnění. Při řešení problematiky jsem se zaměřil zejména na vytvoření jednotného systému pro více komponentů, jednoduchost konstrukce a její nízkou hmotnost. Konstrukční návrhy jsem dimenzoval pro provozní i výjimečná zatížení a podrobil je pevnostním výpočtům. Při návrhu jsem bral v úvahu hlediska rovnoměrného rozložení hmotnosti, aerodynamické vlastnosti i vlastní frekvence hrubé stavby vozu.

## 1.1. Současný stav v oblasti komponentů

Vlaková jednotka jako celek musí být schopna zajistit všechny požadavky, které jsou na ni kladeny. Jedná se zejména o primární požadavek přepravy cestujících, který lze dále rozvětvit. Pro přepravu cestujících je nutné uvést jednotku do pohybu a zase ji zastavit, je nutné zajistit bezpečnost a pohodlí cestujících při jejich přepravě apod. Z těchto a mnohých dalších důvodů tvoří komponenty používané v kolejovém vozidle velmi rozsáhlou skupinu, která zajišťuje funkčnost celé jednotky. Mezi hlavní části vozu patří trakční a brzdové systémy, pneumatické a hydraulické prvky, vzduchotechnika a klimatizace, elektrická výzbroj, potrubní, kabelové a odpadní systémy, bezpečnostní prvky atd.

Na komponenty používané na voze je kladena řada požadavků. Při návrhu a jejich konstrukci je nutno brát v úvahu a zajistit prostor a podmínky pro správnou funkci jednotlivých zařízení, snášet trvalá provozní i mimořádná zatížení, dbát na rovnoměrné rozložení hmotnosti s cílem udržet těžiště uprostřed vozu, dodržet obrysy vozidla dle daných norem, zajistit snadnou demontovatelnost zařízení, zabránit přenosu hluku a vibrací, vyřešit přístupnost při údržbě včetně prostoru pro pracovníka, nástroje a vyměňované díly, zajistit ventilaci komponentů a krycí prvky zařízení, zajistit odolnost proti prohoření, ochranu proti nebezpečnému dotyku živých a neživých částí, vyrovnání tolerancí, eliminaci teplotní roztažnosti a nevnašet přídavná namáhání.

V diplomové práci se zabývám zavěšením šesti komponentů na spodek vloženého vozu regionální jednotky. Konkrétně se jedná o kontejner 380 V, blok pneumatické brzdy, akumulátorovou baterii, měnič pomocných pohonů s nabíjením baterie, transformátor s filtrem střídavých proudů a odpadní nádrž, a proto se budu dále věnovat popisu těchto zařízení.

## Kontejner 380 V

Kontejner 380 V (obr. 1.1) umožňuje soustředit veškerá zařízení k zajištění práce spotřebičů v síti 3 x 380 V, tedy zejména klimatizace a ventilace a dalších pomocných pohonů. Obsahuje především jisticí a spínací přístroje potřebné pro chod elektromotorů pomocných zařízení (kompresor klimatizace, ventilátor kondenzátoru, oběhové čerpadlo chlazení oleje transformátoru, oběhové čerpadlo vodního chlazení trakčních měničů, ventilátor chlazení oleje a vody, kompresor pneumatické brzdy). Jeho funkce spočívá v jištění a ovládání pomocných elektromotorů. Na základě pokynů z řídicího systému spíná činnost klimatizace, ventilace, chlazení transformátoru, trakčních měničů a brzdového kompresoru.



Obr. 1.1 Kontejner 380 V [5]

## Blok pneumatické brzdy

Toto zařízení soustředí podstatnou část pneumatické výzbroje brzd. Obsahuje navzájem propojené pneumatické a elektropneumatické přístroje. Blok pneumatických přístrojů zajišťuje zásobu stlačeného vzduchu pro činnost pneumatických zařízení a řídí jejich činnost. Jde o plnění a vyprazdňování brzdových válců třecí kotoučové brzdy v provozním, nouzovém i parkovacím režimu a plnění a vyprazdňování válců pro vyřazování pružinové zajišťovací brzdy.

## Akumulátorová baterie

Akumulátorová baterie slouží jako zdroj elektrické energie 110 V DC pro napájení palubní sítě v případě nečinnosti měniče. Dobře větraná skříň tohoto kontejneru obsahuje akumulátorovou baterii tvořenou elektrochemickými články, které svým výsledným napětím a kapacitou pokrývají po stanovenou dobu vlastní spotřebu vozidla. V normálním

provozním stavu vozidla je trvale dobíjena ze stejnosměrné pomocné sítě 110 V. V případě výpadku trakčního napájecího napětí nebo poruše měniče pro napájení palubní sítě přebírá funkci napájecího zdroje a po stanovenou dobu dodává energii stejnosměrným spotřebičům (řídící obvody, vnější i vnitřní osvětlení, ovládání dveří, optické a akustické informační systémy) a přes DC / AC měnič též napájí nouzovou ventilaci.

### **Měnič pomocných pohonů a nabíjení baterie**

Měnič pomocných pohonů a nabíjení baterie slouží jako zdroj elektrické energie 380 V 50Hz pro napájení palubní sítě. Funkčně navazuje na meziobvod trakčního obvodu, který mu předává energii. Tento měnič napájí svým střídavým výstupem střídavou třífázovou palubní síť 3 x 380 V a svým stejnosměrným výstupem palubní síť 110 V s paralelně připojenou pomocnou baterií. V ucelené jednotce jsou měniče pomocných pohonů zdvojeny, napájení AC i DC vozové skříně je tedy redundantní.

### **Transformátor a filtr střídavých proudů**

Transformátor zajišťuje galvanické oddělení trakčního obvodu vozidla od trakčního napájecího napětí a jejich vzájemné impedanční přizpůsobení. Slouží k napájení nejen trakčních, ale i pomocných obvodů. Transformátor je tvořen nádobou, ve které je v izolační kapalině uložen vlastní transformátor. Příslušenství transformátoru tvoří systém jeho olejového chlazení - vyrovnávací nádrž, vysoušeč, oběhové čerpadlo s elektromotorem - a chladič (výměník olej / vzduch) s ventilátorem a motorem. Součástí tohoto kompletu je i LC filtr pro snížení amplitudy druhé harmonické složky napětí (100 Hz), která vzniká dvoupulsním usměrněním.

### **Odpadní nádrž**

Odpadní nádrž slouží k jímání odpadu z toalet. Je tvořena jímku pro shromažďování splašků. Odpadní nádrž navazuje na vakuovou toaletu, se kterou je spojena propojovacím potrubím. Tímto potrubím jsou do nádrže transportovány pomocí stlačeného vzduchu exkrementy. Je tepelně izolovaná a zpravidla i vytápěná proti zamrznutí. Nádrž též obsahuje standardizované vyprázdňovací hrdlo, kterým je v pravidelných intervalech odčerpáván její obsah. K dalšímu vybavení patří hladinové spínače, které signalizují její naplnění a teplotní čidla, která ovládají spínání topných těles.

## 1.2. Cíle diplomové práce

Cílem této diplomové práce je:

- zjistit prostorové uspořádání spodku vozidla z hlediska jeho využitelnosti pro umístění požadovaných komponentů
- definovat silové působení na jednotlivé komponenty umístěné na spodku vozidla v běžných a v extrémních stavech
- navrhnout řešení pro ukotvení jednotlivých komponentů na spodku a provést pevnostní kontrolu těchto upevňovacích elementů
- navrhnout optimální rozložení komponentů na spodku z hledisek rozložení hmotnosti, aerodynamických vlastností, únosnosti upevňovacích prvků, vlastní frekvence hrubé stavby vozu
- zpracovat výkresovou dokumentaci v rozsahu zjednodušené sestavy hrubé stavby s naznačením polohy jednotlivých komponentů a výrobních výkresů upevňovacích elementů

## 2. POPIS ŘEŠENÉ PROBLEMATIKY

Projekční studie zástavby komponentů pod spodek kolejového vozidla je řešena na vloženém voze pětivozové regionální jednotky. Jedná se o hliníkovou integrální stavbu vozu v délce 24 m, složenou převážně z protlačovaných profilů ze slitiny hliníku EN AW-6061 [Al Mg1SiCu] [7]. Na tuto tzv. hrubou stavbu, budou do stanoveného prostoru pod podlahou připevněny požadované komponenty. Jejich výčet a parametry jsou uvedeny v následující tabulce (tab. 2.1).

Tab. 2.1 Komponenty určené k upevnění ve spodku vozidla

Komponenty	Hmotnost komponentu $m$ [kg]	Délka $l$ [mm]
Kontejner 380 V	450	800
Blok pneumatické brzdy + pomocný kompresor	545	1800
Baterie	1000	1000
Měnič pomocných pohonů + nabíjení	1000	1400
Transformátor + filtr střídavých proudů	3700	1600
Odpadní nádrž	650	1200

### 2.1 Prostorová omezení spodku vozidla

Spodek kolejového vozidla je z hlediska jeho využitelnosti pro zástavbu komponentů omezen několika faktory. Jedná se v první řadě o omezení od ostatních částí vozidla, v tomto případě od podvozků na koncích vozu, dále obrysem pro konstrukci vozidla a omezením obrysu při překonání vrcholu stoupání.

#### Omezení od podvozků

Toto omezení se týká zkrácení prostoru pro zástavbu v podélném směru (obr. 2.1). Mezi podvozky a zástavbový prostor se navíc umísťuje šikmo aerodynamická přepážka, která tak odděluje tyto dva funkční celky.

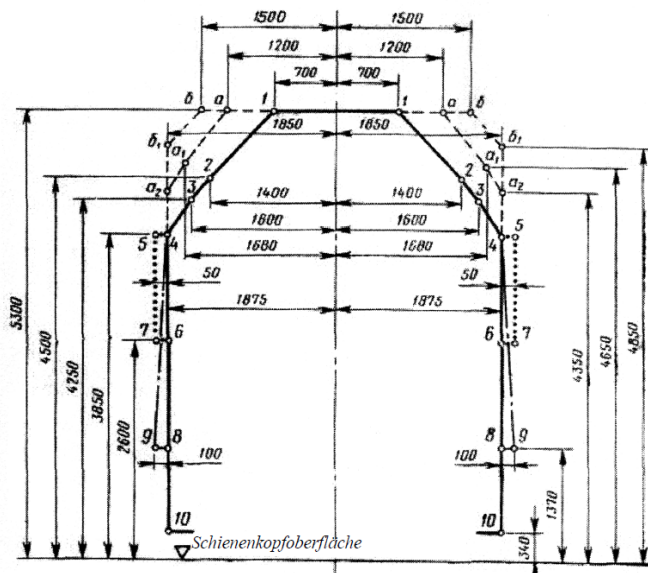


Obr. 2.1 Omezení od podvozků



## Obrys pro konstrukci vozidla

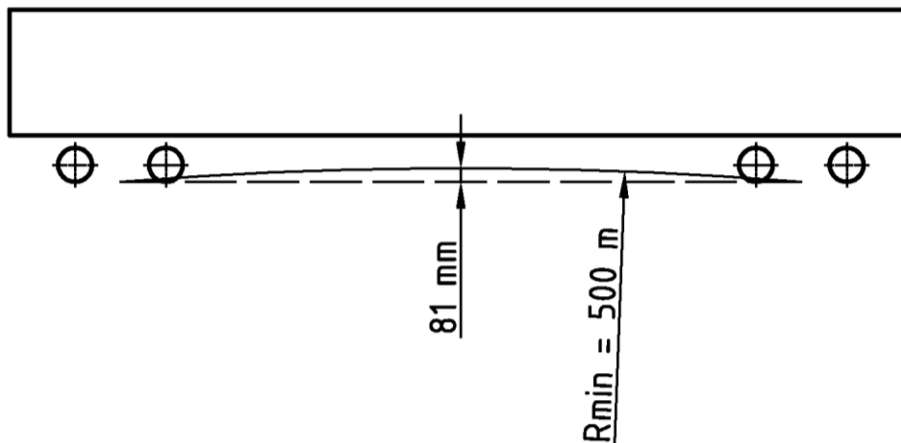
Dalším omezením je obrys pro konstrukci vozidla (tzv. průřezný profil). Jedná se o obrysové omezení v řezu vozidlem, kde veškeré části vozidla se musí nacházet uvnitř tohoto obrysu. Řešené vozidlo je určeno pro provoz na širokorozchodných tratích s rozchodem 1520 mm, pro které platí norma obrysu pro konstrukci vozidla GOST 9238 (obr. 2.2).



Obr. 2.2 Obrys pro konstrukci vozidla [8]

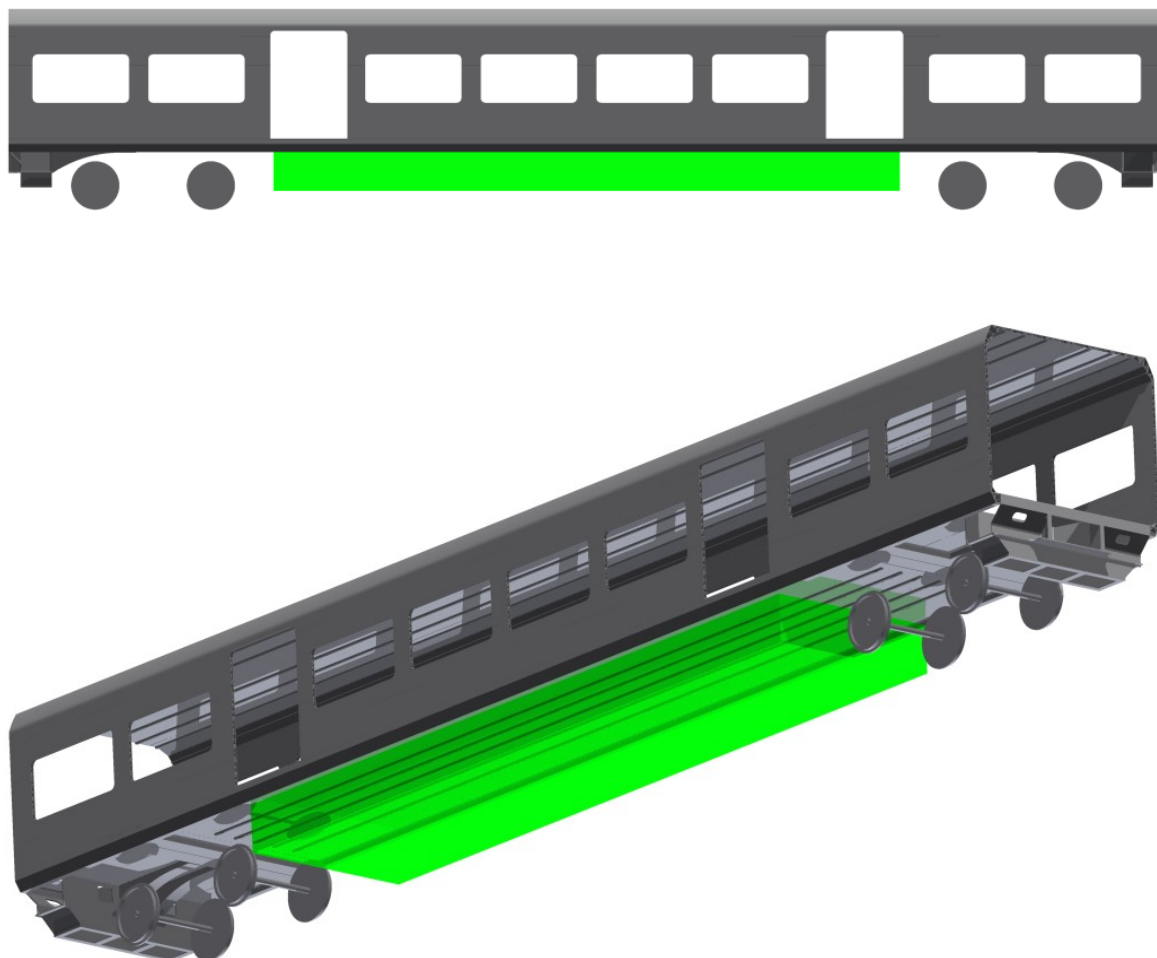
## Omezení obrysu při překonávání vrcholu stoupání

Jedná se o omezení zástavbového prostoru ve směru od kolejí. Vozidlo se při překonávání vrcholu dostává do situace, kdy je uprostřed vozu blíže ke kolejím, než v místě pod podvozky. Pro vrchol stoupání je normou určen jeho minimální poloměr a to  $R_{min} = 500$  m. Pro tento poloměr je výška vrchlíku mezi podvozky 81 mm. Aby nedošlo ke kontaktu zavěšených komponentů s železničním svrškem, je nutno obrys vozidla o tuto hodnotu zmenšit a tím jej oddálit od železničního svršku (obr. 2.3).



Obr. 2.3 Omezení obrysu vozidla při překonávání vrcholu stoupání

Kombinací všech omezení je výsledný prostor pro umístění a upevnění daných komponentů (obr. 2.4).

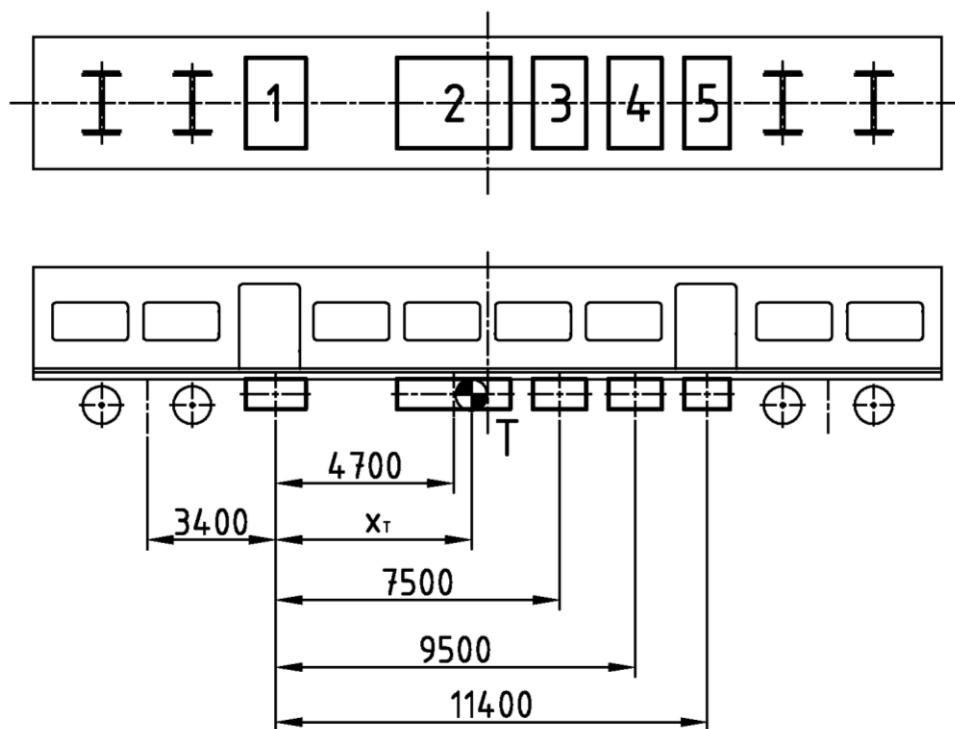


Obr. 2.4 Výsledný prostor na spodku vozidla pro upevnění komponentů

## 2.2. Rozmístění komponentů

Rozmístění komponentů řeším s ohledem na rovnoměrné zatížení spodku vozidla. Toto zatížení se skrze vypružení dále přenáší na nápravy, které jsou limitovány normami pro přípustný nápravový tlak. Hlavním cílem je tak udržet těžiště co nejblíže středu vozu. Uvažuji přitom také umístění komponentů z hlediska návaznosti na ostatní zařízení. Z toho důvodu je odpadní nádrž upevněna na okraji zástavbového prostoru, aby byla co nejblíže WC buňce, která je umístěna na konci vozu. Transformátor s filtrem střídavých proudů, tvořící se svojí váhou téměř 4 tuny nejtěžší komponent pod vozem, jsem umístil na druhou stranu zástavbového prostoru blízko příčnicku s podvozkem, abych zajistil co nejmenší ohybové namáhání podélníků s podlahou. Akumulátorová baterie a blok obsahující její nabíjení jsou upevněny vedle sebe. Zbývající komponent obsahující blok pneumatické brzdy je umístěn s ohledem na rozložení hmotnosti uprostřed vozu.

Komponenty jsem rozmístil dle následujícího schématu (obr. 2.5).



Obr. 2.5 Rozmístění upevňovaných celků pod vozem

Čísla upevňovaných celků patří komponentům následovně:

- 1 - Transformátor s filtrem střídavých proudů
- 2 - Blok pneumatické brzdy s pomocným kompresorem + pomocný rám
- 3 - Měnič pomocných pohonů s nabíjením baterie
- 4 - Kontejner 380 V + akumulátorová baterie + pomocný rám
- 5 - Odpadní nádrž

V tab. 2.2 jsou uvedeny hmotnosti a vzdálenosti těžišť jednotlivých celků od osy otáčení umístěné v těžišti celku 1. V rámci každého celku jsou kromě hmotnosti samotného komponentu zahrnuty také hmotnosti upevňovacích konzol, krycích plechů, popř. pomocných rámců.

Tab. 2.2 Hmotnosti a vzdálenosti těžišť jednotlivých celků

Číslo celku	Hmotnost celku $m$ [kg]	Vzdálenost $x$ [mm]
1	3 930	0
2	1 255	4 700
3	1 170	7 500
4	1 870	9 500
5	810	11 400

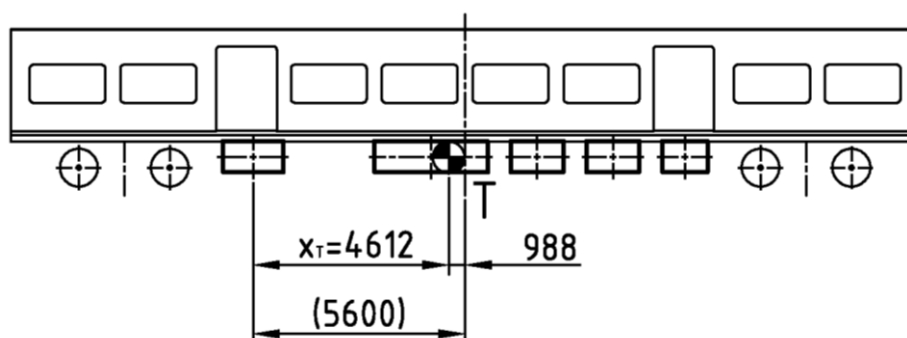
Na základě umístění a hmotnosti zavěšených celků jsem spočítal výsledné těžiště vozu.

$$x_T = \frac{\sum m_i \cdot x_i}{\sum m_i} \quad (2.1)$$

$$x_T = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2 + m_3 \cdot x_3 + m_4 \cdot x_4 + m_5 \cdot x_5}{m_1 + m_2 + m_3 + m_4 + m_5}$$

$$x_T = \frac{3930 \cdot 0 + 1255 \cdot 4700 + 1170 \cdot 7500 + 1870 \cdot 9500 + 810 \cdot 11400}{3930 + 1255 + 1170 + 1870 + 810}$$

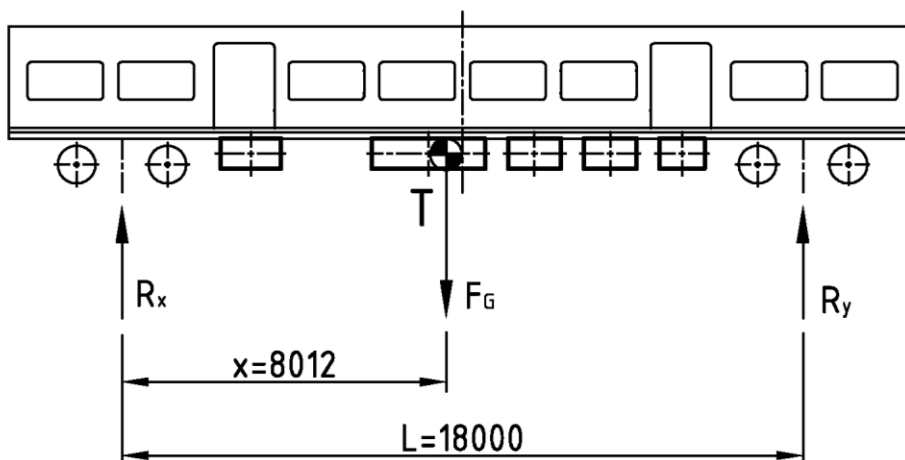
$$x_T = 4612 \text{ mm}$$



Obr. 2.6 Těžiště vozu s upevněnými komponenty

Těžiště se nachází 988 mm vlevo od středu vozu (obr. 2.6).

Se znalostí polohy těžiště jsem následně vypočetl reakce v místě uložení hrubé stavby na levý a pravý podvozek.



Obr. 2.7 Reakce v místě uložení vozu na podvozky

Na základě schématu (obr. 2.7) jsem sestavil soustavu 2 rovnic o dvou neznámých, ze kterých jsem vyjádřil reakce na levý a pravý podvozek  $R_x$  a  $R_y$ .

$$\sum F_{x_i}: R_x + R_y = F_G$$

$$\sum M_i: R_y \cdot L - F_G \cdot x = 0$$

$$F_G = \sum m_i \cdot g = (3930 + 1255 + 1170 + 1870 + 810) \cdot 9,81 = 88633 \text{ N}$$

$$R_y = \frac{F_G \cdot x}{L} = \frac{88633 \cdot 8012}{18000}$$

$$R_y = 39452 \text{ N}$$

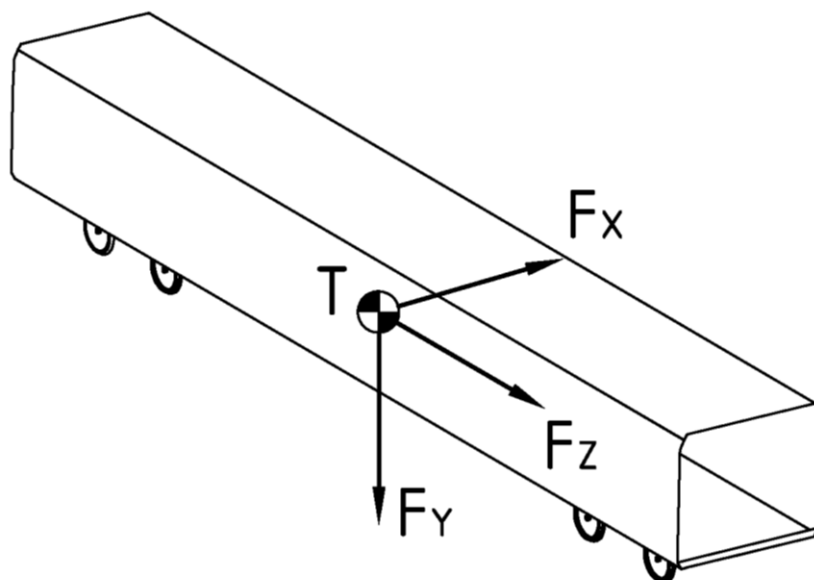
$$R_x = F_G - R_y = 88633 - 39452$$

$$R_x = 49181 \text{ N}$$

Rozložení hmotnosti ve voze není zcela symetrické, avšak vzhledem k omezeným manipulačním podmínkám pro umístění komponentů navržené rozmístění ponechávám.

### 2.3. Silové působení

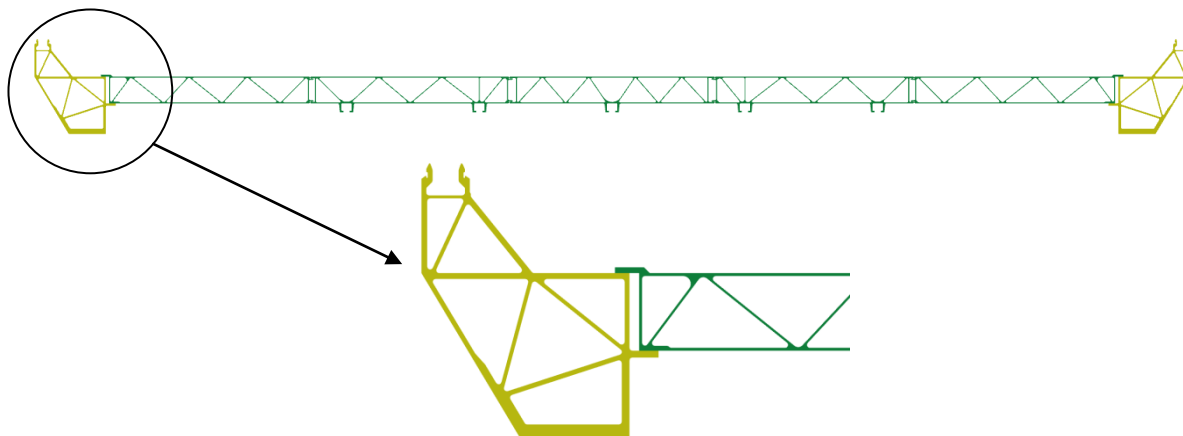
Na komponenty působí síly v provozních i mezních stavech a je nutno pro tyto síly dimenzovat upevňovací systémy. Na obr. 2.8 jsou znázorněny mezní působící síly. Síla  $F_x$  o velikosti zrychlení 1g působí v příčném směru. Tuto sílu vyvolávají boční pohyby vozu např. od nájezdů do oblouků nebo průjezdu výměn. Síla  $F_y$  působí svisle dolů a má velikost zrychlení 2g. Jedná se o sílu, která vzniká při normálním provozním zatížení od cyklických vlivů jako otáčení soukolí, přejezdy kolejnicových spojení, přejezdy výměn a svislého pohybu součástí při vypružení. Síla  $F_z$  působící podélně ve směru jízdy má velikost zrychlení 3g. Tato síla se uvažuje pro extrémní zpomalení při brzdění v kritických situacích. Je tedy nutno navrhnout upevňovací systémy tak, aby odolávaly všem působícím vlivům a zajistily bezpečné upevnění komponentů k vozidlu.



Obr. 2.8 Silové působení na komponenty

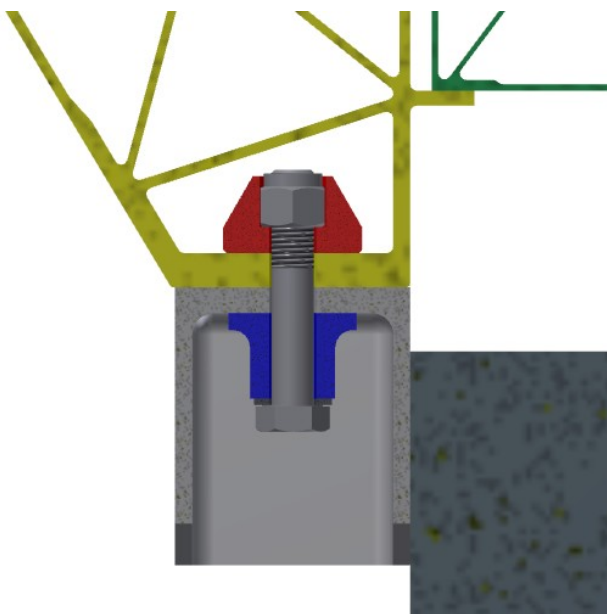
## 2.4. Upevnění komponentů

K upevnění komponentů jsou použity dva typy upevňovacích konzol a pomocný rám. Skrze tyto konstrukční prvky jsou komponenty pomocí šroubových spojů připevněny ke spodku vozidla. Spojení součástí je realizováno na krajích vozu, kde se nacházejí podélníky. Tyto 24 m dlouhé nosníky procházejí celou délkou vozu a jsou nejpevnějšími částmi pro zavěšení komponentů. Na obr. 2.9 je znázorněn příčný řez podlahou s podélníky na krajích.



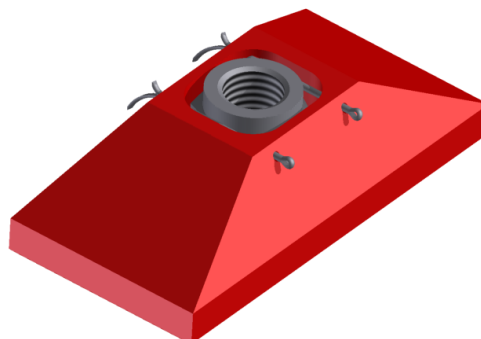
Obr. 2.9 Příčný řez podlahou s detailem podélníku

Ve spodní části podélníku jsou vyfrézovány otvory pro vsunutí slotů s maticemi (viz obr. 2.11) a otvory pro šrouby. Na obr. 2.10 je zobrazen řez šroubovým spojením včetně upevňovacích elementů a částí komponenty. Šroubový spoj obsahuje kromě šroubu, matice a podložky navíc vymezovací podložku pro úpravu předpětí ve šroubu a slot s maticí pro vložení do podélníku.

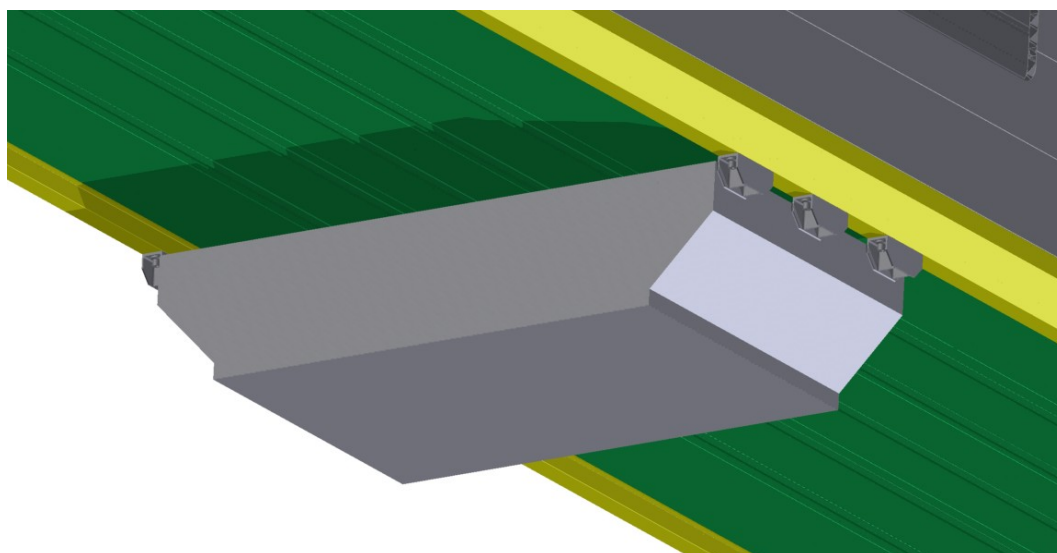


Obr. 2.10 Systém upevnění komponentů

Na obr. 2.11 je vidět sestava slotu pro matice s maticí a závlačkami. Toto řešení se používá jednak pro snadnější montáž šroubového spoje, ale především pro větší dosedací plochu a lepší rozložení tlaků na podélník. Koncept celkového upevnění komponentu je zobrazen na obr. 2.12.



Obr. 2.11 Slot pro matice



Obr. 2.12 Upevnění komponentu



### 3. VÝPOČET ŠROUBOVÉHO SPOJE

Pro zavěšení všech komponentů je použit jeden typ šroubu M20 x 110. Provedl jsem tudíž názorný výpočet šroubu pro jeden zvolený komponent a pro ostatní komponenty jsem uvedl stěžejní hodnoty výpočtu v tabulce (tab. 3.6). Výpočty jsem pro usnadnění prováděl v tabulkovém procesoru Microsoft Excel, který mi umožnil značné urychlení výpočtů i při následných změnách.

Šroubové spoje jsou použity pro upevnění těchto celků:

- Kontejner 380 V
- Blok pneumatické brzdy s pomocným kompresorem
- Akumulátorová baterie
- Měnič pomocných pohonů s nabíjením baterie
- Transformátor s filtrem střídavých proudů
- Odpadní nádrž
- Pomocný rám se zavěšenými komponenty

Při výpočtu šroubu jsem do hmotnosti upevňovaného celku zahrnul kromě hmotnosti samotného komponentu také předpokládané hmotnosti konzol, krycích nerezových plechů včetně upevňovacích prvků a předpokládanou hmotnost bočních aerodynamických krytů. V případech zavěšení kontejneru 380 V, bloku pneumatické brzdy s pomocným kompresorem a baterie jsem uvažoval navíc také hmotnost pomocného rámu, na kterém jsou tyto komponenty upevněny. Hmotnosti jednotlivých částí jsou rozepsány v tab. 3.5.

Následující výpočet je proveden pro šroubový spoj zabezpečující upevnění nejtěžší komponenty pod vozem – transformátoru s filtrem střídavých proudů.

### 3.1. Rozbor zatížení šroubů a výpočet provozních sil

**Provozní síla  $F_p$  od tíhy kontejneru a provozního zatížení 1g pro komponent transformátoru s filtrem střídavých proudů**

$$\begin{aligned} F_p &= m_c \cdot 2 \cdot g = (m_k + 6 \cdot m_1 + m_2 + m_3) \cdot 2 \cdot g = \\ &= (3700 + 6 \cdot 10 + 120 + 50) \cdot 2 \cdot 9,81 = 77\,107 \text{ N} \end{aligned}$$

kde

$m_c$  celková hmotnost

$m_k$  hmotnost komponenty

$m_1$  předpokládaná hmotnost jedné konzoly

$m_2$  předpokládaná hmotnost nerezového krycího plechu s uchycením

$m_3$  předpokládaná hmotnost aerodynamického krytu

**Maximální provozní síla na jeden šroub  $F_{p1\max}$**

Počet šroubů  $i$  vhodně volím. V tomto případě se jedná o nejtěžší kontejner pod vozem, tudíž volím větší počet konzol pro lepší rozložení sil mezi více šroubů. Samotná konzola je navržena s ohledem na působící síly a manipulaci s nářadím při montáži a demontáži šroubového spoje. Lze předpokládat, že rozložení zatížení mezi jednotlivé šroubové spoje nebude konstantní a proto jsem tento fakt ve výpočtu zohlednil koeficientem nerovnoměrného rozložení zatížení  $k_n$ .

Volím počet šroubů  $i = 12$ .

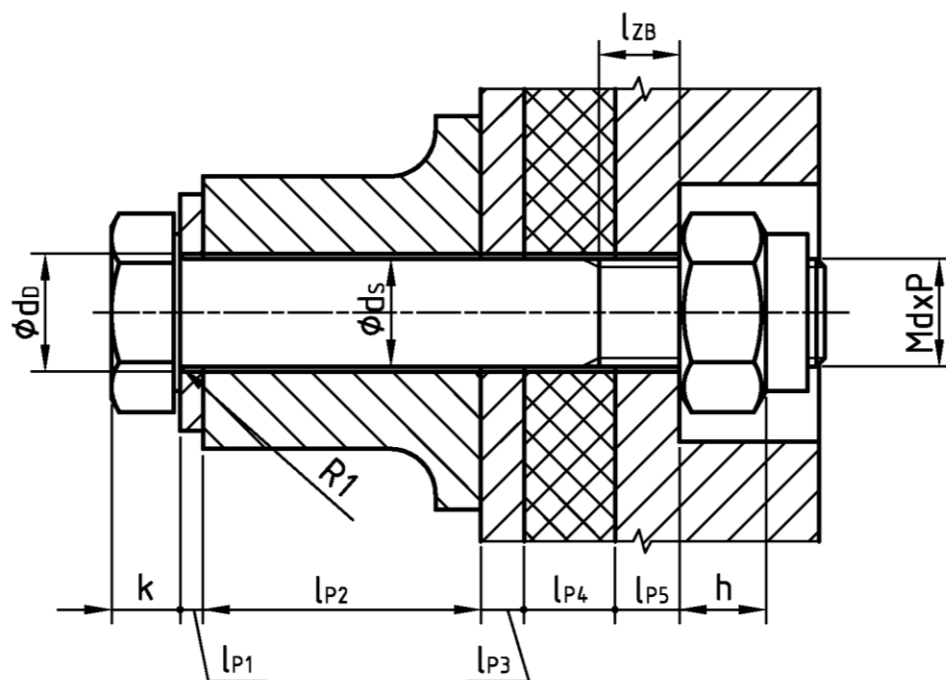
Koeficient nerovnoměrného rozložení zatížení  $k_n = 1,2$ .

Maximální provozní síla na jeden šroub  $F_{p1}$ :

$$F_{p1\max} = \frac{F_p \cdot k_n}{i} = \frac{77\,107 \cdot 1,2}{12} = 7\,711 \text{ N} \quad (3.1)$$

**Návrh rozměrů šroubu**

Pro šroubový spoj jsem zvolil šroub se šestihrannou hlavou s normální hladkou částí dříku ČSN EN ISO 4014 v kombinaci se samojistnou maticí ISO 7041. Jelikož bude šroubový spoj přenášet relativně velké zatížení a bude dynamicky namáhán, volím materiál vyšší jakosti. Šroub má hladký dřík normálního provedení a průměru  $d_s$ . Mezi hlavou a maticí je celkem 5 podložek nebo přírub různých rozměrů a materiálů, které je nutno zahrnout do výpočtu.



Obr. 3.1 Rozměrový náčrtek šroubového spoje

### Tloušťka přírub

Z návrhu vyplývá tloušťka přírub:

$$l_{p1} = 3 \text{ mm}$$

$$l_{p2} = 40 \text{ mm}$$

$$l_{p3} = 12 \text{ mm}$$

$$l_{p4} = 16 \text{ mm}$$

$$l_{p5} = 12,2 \text{ mm}$$

Celková tloušťka přírub

$$l_{p\check{r}} = l_{p1} + l_{p2} + l_{p3} + l_{p4} + l_{p5} = 3 + 40 + 12 + 16 + 12,2 = 83,2 \text{ mm}$$

Všechny prvky spoje jsou z oceli vyjma podélníku " $l_{p4}$ ", který je z hliníkové slitiny.

## Určení velikosti závitů

Velikost metrického závitu šroubu  $M_d \times P$  jsem předběžně navrhl na základě pevnostní podmínky namáhání v tahu od známé maximální provozní síly  $F_{P1}$ . Zanedbaný, zatím neznámý krut, předpětí a přídatný ohyb respektuji poněkud větší velikostí statické bezpečnosti  $k_s = 3$ . Mez kluzu  $R_e$  určuje jakost oceli šroubu, kterou volím s ohledem na polotovary šroubu – válcovaná šestihranná tyč. Z konstrukčních důvodů drážek a jednotného systému upevňování komponent na spodek vozidla by bylo vhodné použít šrouby se závitem  $M20 \times 2,5$ . Provedl jsem výpočet pro ověření únosnosti tohoto šroubu. Materiál šroubu ČSN 14 331.9:  $R_m = 1080$  MPa,  $R_e = 835$  MPa,  $E_s = 2,0 \cdot 10^5$  MPa. [6]. Velikost statické bezpečnosti volím  $k_s = 3$ .

$$\sigma_t \leq \sigma_{Dt}$$

$$\frac{F_{P1}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} \leq \frac{R_e}{k_s}$$

$$d_3 \geq \sqrt{\frac{4 \cdot F_{P1} \cdot k_s}{\pi \cdot R_e}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 7\,711 \cdot 3}{\pi \cdot 835}} = 5,939 \text{ mm}$$

Průměr  $d_3$  závitu M20 je podstatně větší než vypočtená hodnota. Z důvodu standardizace však bude použit.

### Volím závit M20 x 2,5.

V následující tabulce (tab. 3.1) jsou uvedeny ostatní rozměry šroubového spoje.

Tab. 3.1 Ostatní rozměry šroubu (viz obr. 3.1)

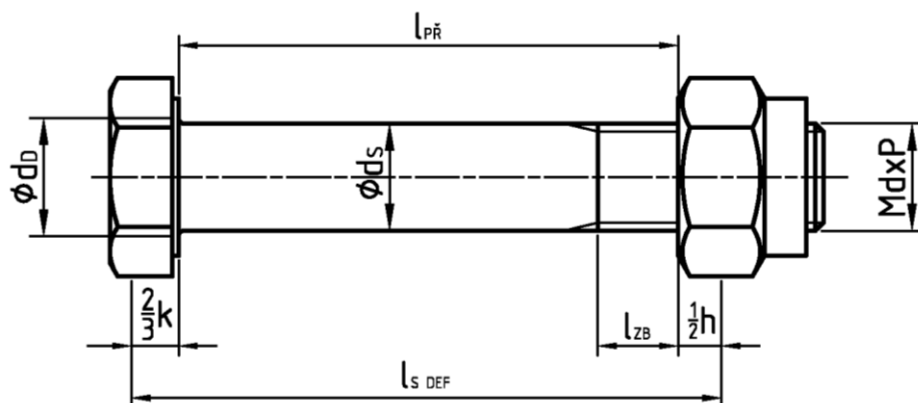
Položka	Označení	Velikost	Rozměr
Výška hlavy	$k$	12,5	mm
Velikost šestihranu hlavy šroubu a matice	$s_k$	30	mm
Výška matice	$h$	16,9	mm
Průměr hladkého díku	$d_s$	20	mm
Zbytková délka závitu nad maticí a pod podložkami	$l_{ZB}$	26,2	mm
Poloměr zaoblení přechodu osazení do hlavy	$R_1$	0,8	mm
Jmenovitá velikost díry pro šroub	$d_d$	22	mm
Tloušťka podložky	$l_{P1}$	3	mm
Tloušťka příruby	$l_{P2}$	40	mm
Tloušťka příruby	$l_{P3}$	12	mm
Tloušťka příruby	$l_{P4}$	16	mm
Tloušťka příruby	$l_{P5}$	12,2	mm

### 3.2. Stanovení tuhosti šroubu a přírub

Tuhost je obecně odpor namáhané součásti proti deformaci. Nejlépe ji lze určit experimentálně, zejména je-li součást tvarově složitá a složitě namáhána. U jednoduchých přírub a šroubu lze tuhost stanovit výpočtem.

#### Výpočet tuhosti šroubu

Pro výpočet tuhosti  $c_S$  deformovanou část šroubu  $l_{SDEF}$  rozdělím na několik částí stejného průřezu  $S_{Si}$  a určité délky  $l_{Si}$ . Zaoblení zanedbávám (obr. 3.2).



Obr. 3.2 Rozdělení šroubu pro výpočet jeho tuhosti

Pro převrácenou hodnotu tuhosti šroubu  $c_S$  platí vztah:

$$\frac{1}{c_S} = \frac{1}{E_S} \cdot \sum_i^n \frac{l_{Si}}{S_{Si}} \quad (3.2)$$

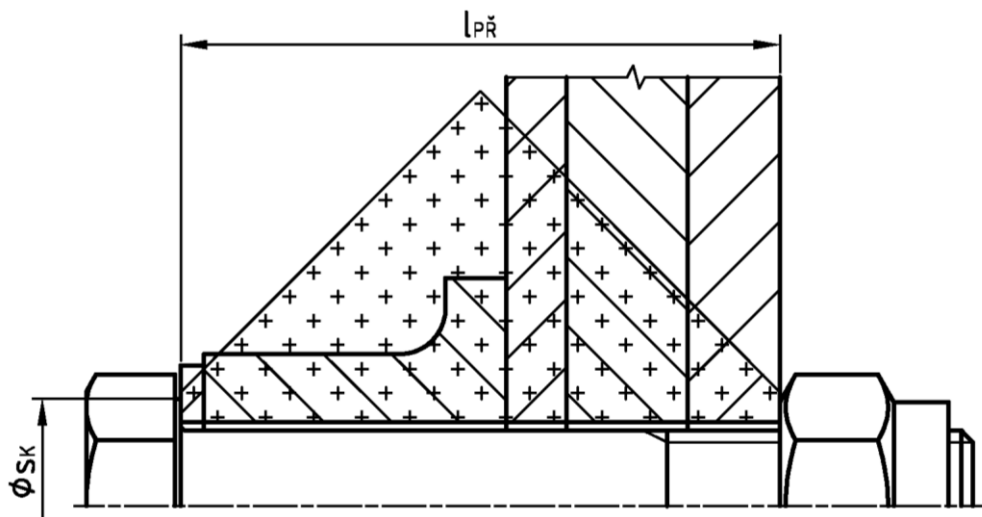
$$\begin{aligned} \frac{1}{c_S} &= \frac{1}{E_S} \cdot \left[ \frac{\frac{1}{2} \cdot h}{\pi \cdot \left(\frac{d_2}{2}\right)^2} + \frac{l_{P1} + l_{P2} + l_{P3} + l_{P4} + l_{P5} - l_{ZB}}{\pi \cdot \left(\frac{d_s}{2}\right)^2} + \frac{l_{ZB}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} + \frac{\frac{2}{3} \cdot k}{\pi \cdot \left(\frac{d_s}{2}\right)^2} \right] = \\ &= \frac{1}{2 \cdot 10^5} \cdot \left[ \frac{\frac{1}{2} \cdot 16,9}{\pi \cdot \left(\frac{18,376}{2}\right)^2} + \frac{3 + 40 + 12 + 16 + 12,2 - 18,2}{\pi \cdot \left(\frac{20}{2}\right)^2} + \frac{26,2}{\pi \cdot \left(\frac{16,933}{2}\right)^2} + \frac{\frac{2}{3} \cdot 12,5}{\pi \cdot \left(\frac{20}{2}\right)^2} \right] \\ &= 1,758 \cdot 10^{-6} \text{ mm} \cdot \text{N}^{-1} \\ c_S &= 568\,886 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1} \end{aligned}$$

## Výpočet tuhosti přírub

Při výpočtu tuhosti přírub uvažují 5 částí různých rozměrů i materiálů. Deformované části přírub jsou ve tvaru komolého dvojkužele (obr. 3.4), který je nevhodný pro výpočet tuhosti přírub  $c_{př}$  podle vztahu:

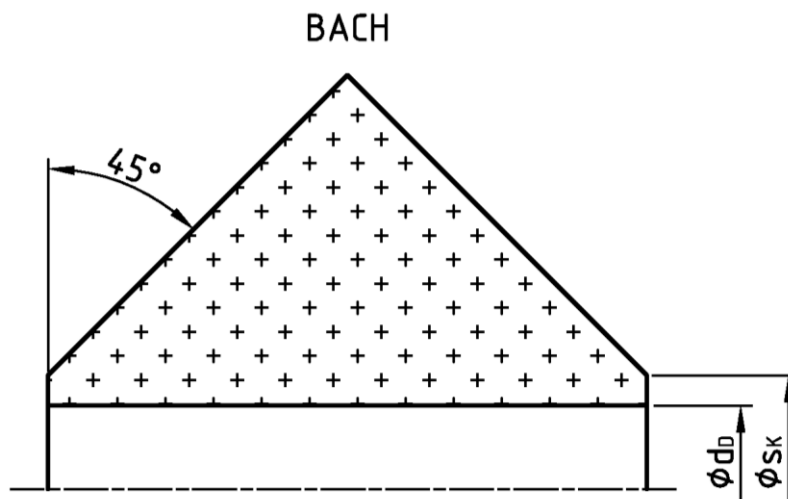
$$c_{př} = \frac{E_{př} \cdot S_{př}}{l_{př}} \quad (3.3)$$

neboť nelze jednoznačně určit deformovaný průřez  $S_{př}$ .

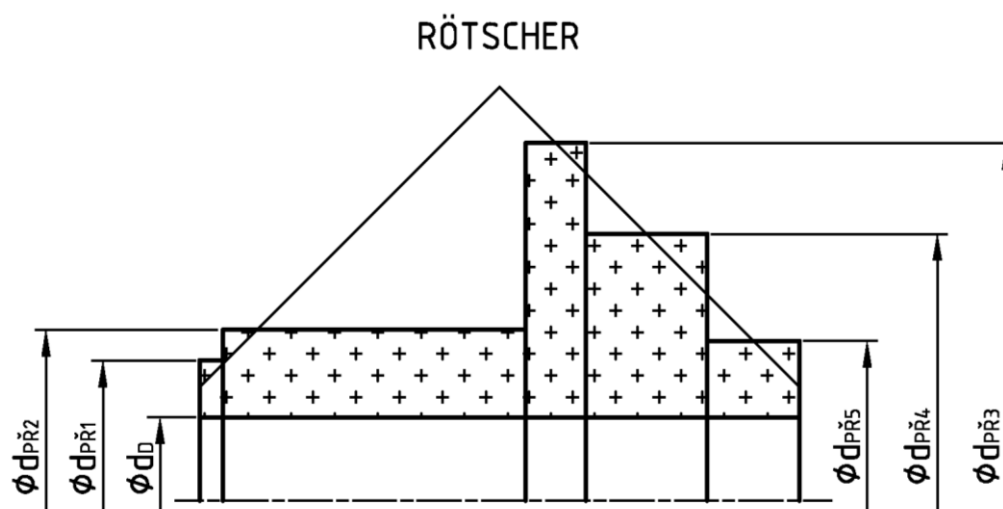


Obr. 3.3 Rozložení tlaku (deformace) přírub

Z tohoto důvodu jsem Bachův dvojkužel nahradil Röttscherovými válci (obr. 3.5). Určil jsem tuhosti jednotlivých částí, ze kterých jsem výpočtem získal celkovou tuhost přírub  $c_{př}$ .



Obr. 3.4 Bachův komolý dvojkužel



Obr. 3.5 Rötscherovy válce

V následující tabulce (tab. 3.2) jsou uvedeny parametry jednotlivých přírub.

Tab. 3.2 Parametry přírub

Č. příruby [-]	$E_{př_i}$ [MPa]	$S_{př_i}$ [mm <sup>2</sup> ]	$d_{př_i}$ [mm]	$l_{př_i}$ [mm]
1	$2,1 \cdot 10^5$	695	37	3
2	$2,1 \cdot 10^5$	1239	45,4	40
3	$2,1 \cdot 10^5$	6619	94,4	12
4	$6,4 \cdot 10^4$	3512	70,4	16
5	$2,1 \cdot 10^5$	1019	42,2	12,2

Pro výpočet  $S_{př}$  jsem použil průřez dutého válce, kde  $d_{př_i}$  je jeho vnější průměr získaný odečtem z grafického řešení (obr. 3.5) jako střední průměr průniku povrchy Bachova dvojkužele s danou částí příruby:

$$S_{př_i} = \frac{\pi}{4} (d_{př_i}^2 - d_D^2) \text{ [mm}^2\text{]}$$

Z hlediska dynamického namáhání šroubu je výhodné, aby  $c_{př} > c_S$ . Čím větší bude poměr  $c_{př} / c_S$ , tím menší bude amplituda dynamického namáhání šroubu a maximální napětí ve šroubu při stejném předpětí.

Pro převrácenou hodnotu tuhosti přírub  $c_{př}$  platí vztah:

$$c_{př} = \frac{1}{\sum_{i=1}^n \frac{1}{\frac{E_{př_i} \cdot S_{př_i}}{l_{př_i}}}} =$$

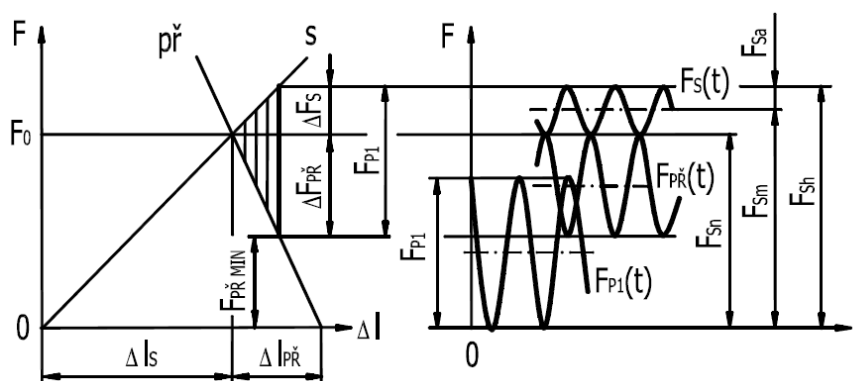
$$= \frac{1}{\frac{1}{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 695}{3}} + \frac{1}{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1239}{40}} + \frac{1}{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 6619}{8}} + \frac{1}{\frac{6,4 \cdot 10^4 \cdot 3512}{16}} + \frac{1}{\frac{2,1 \cdot 10^5 \cdot 1019}{12,2}}}$$

$$c_{př} = 3\,213\,665 \text{ N} \cdot \text{mm}^{-1}$$

### 3.3. Výpočet sil působících na šroub

#### Výpočet dynamické tahové síly působící v ose šroubu

Provozní síla  $F_{p1}$  působí ve směru osy šroubu. Zmenšuje tlak stlačení přírub a zvětšuje tah ve šroubu dosažené utažením matice při montáži. Tato dynamická síla je ve stavu vozidla v klidu nulová a objevuje se až při jeho uvedení do provozu. Silové poměry za provozu ve spoji jsou znázorněny pomocí diagramu předepjatého spoje (obr. 3.6). Pro názornou ukázkou jsou zobrazeny také časové průběhy působících cyklických sil (obr. 3.7). Diagramy v měřítku jsou vyobrazeny v příloze.



Při návrhu šroubového spoje vycházím z potřebné velikosti minimální síly v přírubě  $F_{p1\text{ MIN}}$ , která musí zajistit správnou funkci spoje. Volím ji na základě podmínky přenosu tření mezi spojovanými součástmi:

$$F_{p1\text{ MIN}} \geq N_1$$

#### Výpočet třecích poměrů

Šroubový spoj by měl být správně zatížen pouze osovou silou. Kromě tahových sil je však spoj namáhán také příčnými silami. Toto příčné zatížení eliminují třecí síly ve spoji vyvozené dostatečným předpětím.

Šroubový spoj počítám pro krizové zatížení příčnou silou danou podmínkou zachycení sil zrychlených o násobek  $3g$  v podélném směru. Tření probíhá mezi hliníkovým rámem a ocelovými přírubami. Součinitel smykového tření za klidu mezi Fe a Al je  $f_t = 0,45$  [9].



Pro vyvolání potřebné třecí síly platí:

$$F_t = N \cdot f_t$$

Odtud pak normálová síla  $N$ :

$$N = \frac{F_t}{f_t}$$

kde  $F_t = m_c \cdot 3g$  a bezpečnost přenosu příčné síly  $k = 1,2$

$$N = \frac{m_c \cdot 3g \cdot k}{f_t} = \frac{3930 \cdot 3 \cdot 9,81 \cdot 1,2}{0,45} = 308\,426 \text{ N}$$

Pak potřebná osová síla pro zabezpečení přenosu příčné síly na 1 šroub  $N_1$ :

$$N_1 = \frac{N}{i} = \frac{308\,426}{12} = 25\,702 \text{ N}$$

Minimální síla v přírubě je pak:

$$F_{PŘ\,MIN} \geq N_1$$

$$F_{PŘ\,MIN} \geq 25\,702 \text{ N}$$

Nyní můžu vypočítat složky dynamické tahové síly  $F_S(t)$  ve šroubu - amplitudu  $F_{Sa}$ , dolní  $F_{Sn}$ , střední  $F_{Sm}$  a horní velikost  $F_{Sh}$  z následujících vztahů:

$$F_o = F_{PŘ\,MIN} + \Delta F_{PŘ} = F_{PŘ\,MIN} + F_{P1\,max} \cdot \frac{c_{PŘ}}{c_{PŘ} + c_S} = \quad (3.4)$$

$$= 25\,702 + 7\,711 \cdot \frac{3\,213\,665}{3\,213\,665 + 568\,886} = 32\,253 \text{ N}$$

$$F_{Sa} = \frac{\Delta F_S}{2} = \frac{F_{P1\,max} \cdot \frac{c_S}{c_S + c_{PŘ}}}{2} = \frac{7\,711 \cdot \frac{568\,886}{568\,886 + 3\,213\,665}}{2} = 580 \text{ N}$$

$$F_{Sm} = F_o + F_{Sa} = 32\,253 + 580 = 32\,833 \text{ N}$$

$$F_{Sh} = F_o + 2 \cdot F_{Sa} = 32\,253 + 2 \cdot 580 = 33\,413 \text{ N}$$

### Výpočet statické síly působící obvodově na závit šroubu

Velikost součinitele smykového tření na metrickém závitu  $f_z$  volím podle tab. 3.3.

Tab. 3.3 Součinitel smykového tření na závitu  $f_z$  [-]. [2]

Povrch matice	Povrch šroubu	Součinitel smykového tření na závitu $f_z$ [-]	
		nemazaném	mazaném olejem
neupravený	neupravený	0,19 ÷ 0,36	0,16 ÷ 0,24
	fosfátovaný	0,28 ÷ 0,40	0,17 ÷ 0,30
	černěný	0,27 ÷ 0,36	0,25 ÷ 0,28
	zinkovaný	0,13 ÷ 0,22	0,13 ÷ 0,18
	kadmiový	0,10 ÷ 0,18	0,10 ÷ 0,17
zinkovaný	zinkovaný	0,21 ÷ 0,43	0,11 ÷ 0,17
kadmiový	kadmiový	0,15 ÷ 0,38	0,10 ÷ 0,17

Volím zinkovaný povrch matice i šroubu, pro nemazaný závit  $\Rightarrow f_z = 0,15$ .

Síla ve šroubu, která vzniká při utažení matice na předepínací sílu je konstantní. Předpokládá se, že působí na obvodu středního průměru  $d_2$  závitu a vypočte se ze vztahu:

$$F_z = F_o \cdot \operatorname{tg}(\psi + \varphi') = 32\,253 \cdot \operatorname{tg}(2,480 + 9,826) = 7\,036 \text{ N} \quad (3.5)$$

Úhel stoupání závitu:

$$\psi = \operatorname{arctg} \frac{P_h}{\pi \cdot d_2} = \operatorname{arctg} \frac{2,5}{\pi \cdot 18,376} = 2,480^\circ$$

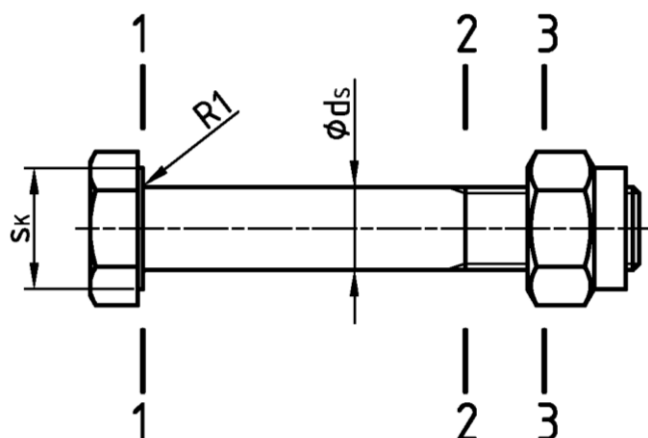
Třecí redukovaný úhel:

$$\varphi' = \operatorname{arctg} \frac{f_z}{\cos \frac{\alpha}{2}} = \operatorname{arctg} \frac{0,15}{\cos \left( \frac{60}{2} \right)^\circ} = 9,826^\circ$$

### 3.4. Výpočet kritického namáhání šroubu

#### Dynamické namáhání šroubu v tahu

Z hlediska bezpečnosti navrženého šroubu je nutné započíst vliv tahu i krutu. Pro výpočet dynamické bezpečnosti je důležité namáhání šroubu v kritickém místě, kde tahové napětí dosahuje největší velikosti. O kritickém místě na šroubu rozhoduje velikost i vrubového účinku. Na obr. 3.8 jsou označeny 3 konstrukční vruby navrženého šroubu, jejichž účinek vyjádřím součinitelem vrubu  $\beta$  [–].



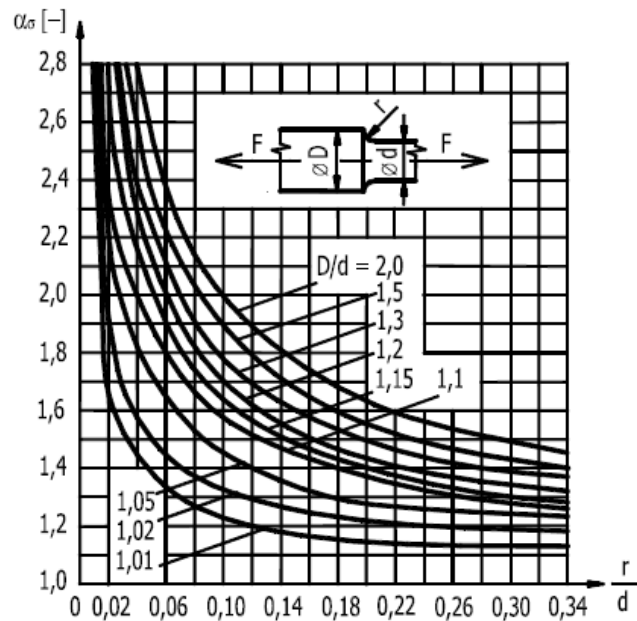
Obr. 3.8 Konstrukční vruby na šroubu

#### Průřez 1 - 1 „zaoblený přechod osazení do hlavy šroubu“

Pro výpočet součinitele vrubu  $\beta$  [–] jsem použil Neuberovu metodu pomocí fiktivního poloměru vrubu:

$$\beta_{\sigma 1} = \alpha_{\sigma 1} \cdot \sqrt{\frac{R_1}{R_{1F}}} = 2,6 \cdot \sqrt{\frac{0,8}{0,861}} = 2,5066$$

Součinitel koncentrace napětí  $\alpha_{\sigma 1}$  se určí podle grafu na obr. 3.9, pro  $r = R_1$ ,  $D = s_K$  a  $d = d_s$ , kde  $s_K$  je rozměr otvoru klíče pro utažení a  $d_s$  je průměr dříku šroubu.



Obr. 3.9 Graf součinitele koncentrace napětí pro osazení a tahové namáhání [2]

$$r = R_1 = 0,8 \text{ mm}$$

$$\frac{r}{d} = \frac{0,8}{20} = 0,04$$

$$D = s_K = 30 \text{ mm}$$

$$\frac{D}{d} = \frac{30}{20} = 1,5$$

$$d = d_s = 20 \text{ mm}$$

Pro dané hodnoty jsem z grafu odečetl:

$$\alpha_{\sigma 1} = 2,6$$

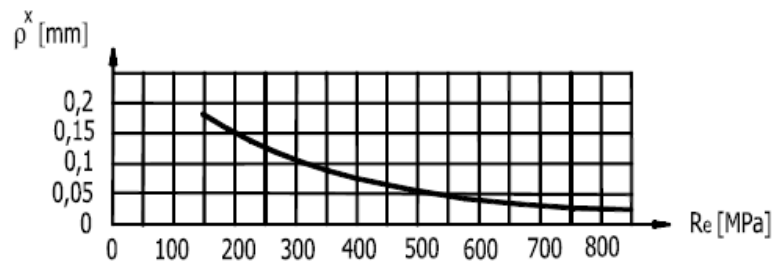
Fiktivní poloměr vrubu  $R_{1F}$ :

$$R_{1F} = R_1 + s^x \cdot \rho^x = 0,8 + 2,429 \cdot 0,025 = 0,861 \text{ mm}$$

kde  $s^x$  [-] je součinitel pevnostní hypotézy, který podle Guesta vypočítám pomocí Poissonovy konstanty pro ocel v pružném stavu  $\mu = 0,3$  podle vztahu:

$$s^x = \frac{2 - \mu}{1 - \mu} = \frac{2 - 0,3}{1 - 0,3} = 2,429$$

$\rho^x$  [mm] je materiálová konstanta, vyjadřující velikost zrna, závislá na mezi kluzu podle grafu na obr. 3.10.

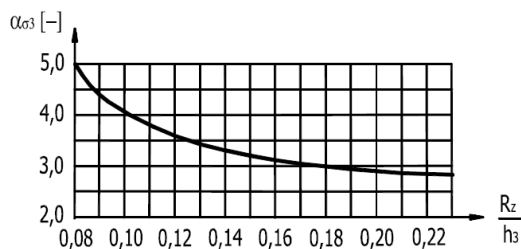


Obr. 3.10 Graf závislosti  $\rho^x - Re$  [2]

Pro materiál 14 331.9, kde  $R_e = 835 \text{ MPa}$  jsem odečetl hodnotu  $\rho^x = 0,025$ .

## Průřez 2 - 2 „výběh závitu“

Součinitel koncentrace napětí  $\alpha_{\sigma 2}$  žlábků metrického závitu je určen dle obr. 3.11.



Obr. 3.11 Graf součinitele koncentrace napětí pro zaoblené dno metrického závitu a tahové namáhání [2]

$$R_Z = 0,343 \text{ mm}, \quad h_3 = 1,534 \text{ mm}, \quad \frac{R_Z}{h_3} = \frac{0,343}{1,534} = 0,224$$

Pro dané hodnoty jsem z grafu odečetl:

$$\alpha_{\sigma 2} = 2,8$$

$$\beta_{\sigma 2} = \alpha_{\sigma 2} \cdot \sqrt{\frac{R_Z}{R_{ZF}}} = 2,8 \cdot \sqrt{\frac{0,343}{0,404}} = 2,581$$

Součinitel koncentrace napětí  $\alpha_{\sigma 2}$  žlábků metrického závitu jsem určil podle grafu na obr. 8. Pro fiktivní poloměry vrubu platí vztah:

$$R_{ZF} = R_Z + s^x \cdot \rho^x = 0,343 + 2,429 \cdot 0,025 = 0,404 \text{ mm}$$

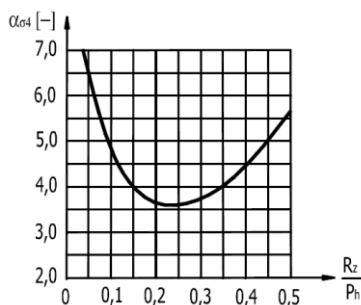
## Průřez 3 – 3 „zaoblené dno 1. nosného závitu šroubu v matici“

$$\beta_{\sigma 3} = \alpha_{\sigma 3} \cdot \sqrt{\frac{R_Z}{R_{ZF}}} = 4,1 \cdot \sqrt{\frac{0,343}{0,404}} = 3,779$$

Součinitel koncentrace napětí  $\alpha_{\sigma 3}$  závitu se určí z grafu na obr. 3.12.

$$R_Z = 0,343 \text{ mm}, \quad P_h = 2,5 \text{ mm}$$

$$\frac{R_Z}{P_h} = \frac{0,343}{2,5} = 0,137$$



Obr. 3.12 Graf součinitele koncentrace napětí pro zaoblené dno metrického závitu v místě 1. nosného závitu matice a tahové namáhání [2]

Pro dané hodnoty jsem z grafu odečetl:

$$\alpha_{\sigma 3} = 4,1$$

V kritickém průřezu šroubu s největší velikostí součinitele vrubu  $\beta_{\sigma MAX}$  s nejmenším a současně nosným průřezem jsem vypočetl složky napětí dynamického tahu – horní napětí  $\sigma_{tSh}$ , střední napětí  $\sigma_{tSm}$ , dolní napětí  $\sigma_{tSn}$  a napětovou amplitudu  $\sigma_{tSa}$ .

$\beta_{\sigma MAX}$  je největší v místě 3 - 3.

$$\beta_{\sigma MAX} = \beta_{\sigma 3} = 3,779$$

$$\sigma_{tSh} = \frac{F_{Sh}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{33\,413}{\pi \cdot \left(\frac{16,933}{2}\right)^2} = 148,4 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{tSm} = \frac{F_{Sm}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{32\,833}{\pi \cdot \left(\frac{16,933}{2}\right)^2} = 145,8 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{tSn} = \frac{F_o}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{32\,253}{\pi \cdot \left(\frac{16,933}{2}\right)^2} = 143,2 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{tSa} = \frac{F_{Sa}}{\pi \cdot \left(\frac{d_3}{2}\right)^2} = \frac{580}{\pi \cdot \left(\frac{16,933}{2}\right)^2} = 2,6 \text{ MPa}$$

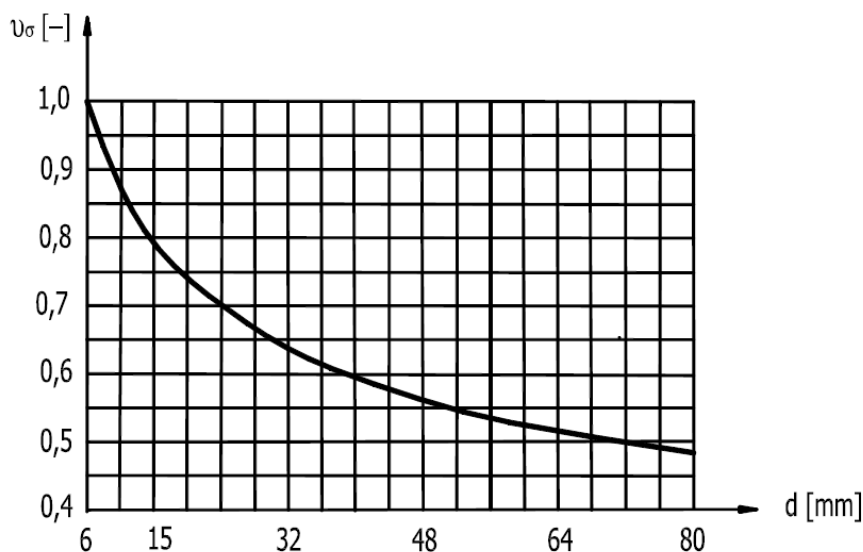
### Stanovení namáhání šroubu v krutu

Šroub je namáhán staticky silou  $F_Z$  působící obvodově na závit při utahování matice během montáže spoje. Konstantní smykové napětí namáhání v krutu počítám ve stejném místě jako tahové napětí, tedy v kritickém průřezu 3 – 3 podle vztahu:

$$\tau = \frac{M_K}{W_K} = \frac{F_Z \cdot \frac{d_2}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot d_3^3} = \frac{7\,036 \cdot \frac{18,376}{2}}{\frac{\pi}{16} \cdot 16,933^3} = 67,8 \text{ MPa} \quad (3.6)$$



a součinitel velikosti pro  $d_3 = 16,933 \text{ mm}$  v kritickém průřezu je  $v_\sigma = 0,74$  (obr. 3.17).



Obr. 3.17 Graf součinitele velikosti [2]

Dynamické bezpečnosti vůči mezní amplitudě a meznímu hornímu napětí jsem určil podle vztahů:

$$k_{\sigma a} = \frac{\sigma_C^X - \psi_\sigma^X \cdot \sigma_{tSh}}{(1 + \psi_\sigma^X) \cdot \sigma_{tSa}} = \frac{65,13 - 0,026 \cdot 148,4}{(1 + 0,026) \cdot 2,6} = 23,158 \quad (3.8)$$

$$k_{\sigma h} = \frac{2 \cdot \sigma_C^X + (1 - \psi_\sigma^X) \cdot \sigma_{tSn}}{(1 + \psi_\sigma^X) \cdot \sigma_{tSh}} = \frac{2 \cdot 65,13 + (1 - 0,026) \cdot 143,2}{(1 + 0,026) \cdot 148,4} = 1,771 \quad (3.9)$$

kde součinitel sbíhavosti vrubované součásti je

$$\psi_\sigma^X = \frac{\psi_\sigma}{\beta_{\sigma MAX}} = \frac{0,1}{3,779} = 0,026$$

Pro daný materiál s  $R_e = 835 \text{ MPa}$  je součinitel sbíhavosti hladké součásti dle tab. 3.4  $\psi_\sigma = 0,10$ .

Tab. 3.4 Odhad součinitele sbíhavosti hladké součásti na mezi únavy  $\psi_\sigma$  [2]

$R_e$ [MPa]	350 ÷ 550	550 ÷ 750	750 ÷ 1000	1000 ÷ 1200	1200 ÷ 1400
$\psi_\sigma$ [-]	0,0	0,05	0,10	0,20	0,25

S ohledem na nepředvídaný, náhlý charakter únavového lomu a menší přesnost dynamického výpočtu volím poněkud větší velikost dynamické bezpečnosti.



## Statická bezpečnost v krutu

Statická bezpečnost se vypočte pomocí vztahu:

$$k_{\tau} = \frac{\tau_{Kt}}{\tau \cdot \alpha_{\tau}} = \frac{\frac{1}{2} \cdot R_e}{\tau \cdot 1} = \frac{\frac{1}{2} \cdot 835}{67,8 \cdot 1} = 6,157 \quad (3.10)$$

Pro materiál 14 331.9 je  $R_e = 835$  MPa.

Při statickém namáhání a běžných provozních teplotách houževnatého šroubu vliv vrubu (koncentraci napětí) neuvažujeme. Dochází totiž k vyrovnání lokální špičky napětí v kořeni vrubu místní plastickou deformací, tedy  $\alpha_{\tau} = 1$ . Ve srovnání s dynamickou bezpečností pro statickou bezpečnost se obvykle požaduje menší hodnota. Statický výpočet je přesnější a statický lom není tak náhlý jako únavový lom.

### 3.6. Výsledná bezpečnost

Pro kombinované namáhání dynamickým tahem a statickým krutem je možno přibližně použít kvazistatickou analogii k pevnostním hypotézám. Podle Guestovy pevnostní hypotézy platí rovnice:

$$\sigma_{red}^2 = \sigma_{\tau}^2 + 4 \cdot \tau^2$$

S využitím známých dílčích bezpečností  $k_{\sigma}$  a  $k_{\tau}$  úpravou Guestovy pevnostní hypotézy je vztah pro výslednou bezpečnost  $k_V$  navrženého šroubu:

$$\begin{aligned}\sigma_{red}^2 &= \sigma_{\tau}^2 + 4 \cdot \tau^2 / \frac{1}{R_e^2} \\ \left( \frac{\sigma_{red}}{R_e} \right)^2 &= \left( \frac{\sigma_{\tau}}{R_e} \right)^2 + 4 \cdot \left( \frac{\tau}{2 \cdot \tau_{Kt}} \right)^2 \\ \left( \frac{1}{k_V} \right)^2 &= \left( \frac{1}{k_{\sigma}} \right)^2 + \left( \frac{1}{k_{\tau}} \right)^2 \\ k_V &= \frac{k_{\sigma} \cdot k_{\tau}}{\sqrt{k_{\sigma}^2 + k_{\tau}^2}} = \frac{1,771 \cdot 6,157}{\sqrt{1,771^2 + 6,157^2}} = 1,702\end{aligned}\tag{3.11}$$

$$\text{kde } k_{\sigma} = k_{\sigma MIN} = k_{\sigma h} = 1,771$$

Výsledná bezpečnost navrženého šroub je vyhovující.

Optimálně navržený šroub má mít výslednou bezpečnost  $k_V = (1,3 \div 2,5)$ . Obecně bezpečnost může být tím menší, čím větší je přesnost výpočtu, veličin zatížení, charakteristik mechanických vlastností materiálu namáhané součásti, její výroby, homogenity materiálu a důsledek poruchy spoje je méně významný.

### 3.7. Výsledné hodnoty pevnostních výpočtů šroubových spojů

V tab. 3.5 jsou uvedeny rozpisy součástí a jejich hmotností jednotlivých celků určených k upevnění.

Tab. 3.5 Kusovníkový rozpis součástí jednotlivých celků

Upevňovaný celek		Komponent	Konzola	Krycí plech	Aerodyn. kryt	Rám	Celková hmotnost $m_c$ [kg]
1	Hmotnost [kg]	450	5	30	-	-	500
	Počet [ks]	1	4	1	-	-	
2	Hmotnost [kg]	545	5	50	-	-	615
	Počet [ks]	1	4	1	-	-	
3	Hmotnost [kg]	1000	5	30	-	-	1050
	Počet [ks]	1	4	1	-	-	
4	Hmotnost [kg]	1000	5	100	50	-	1170
	Počet [ks]	1	4	1	1	-	
5	Hmotnost [kg]	3700	10	120	50	-	3930
	Počet [ks]	1	6	1	1	-	
6	Hmotnost [kg]	650	5	100	40	-	810
	Počet [ks]	1	4	1	1	-	
7	Hmotnost [kg]	1550	10	-	60	220	1870
	Počet [ks]	1	4	-	1	1	

Čísla upevňovaných celků patří komponentům následovně:

- 1 - Kontejner 380 V
- 2 - Blok pneumatické brzdy s pomocným kompresorem
- 3 - Akumulátorová baterie
- 4 - Měnič pomocných pohonů s nabíjením baterie
- 5 - Transformátor s filtrem střídavých proudů
- 6 - Odpadní nádrž
- 7 - Pomocný rám se zavěšenými komponenty

V tab. 3.6 jsou uvedeny stěžejní výsledky pevnostních výpočtů šroubových spojů pro jednotlivé komponenty. Výsledné bezpečnosti se pohybují od 1,702 do 4,492 a všechny navržené šrouby tudíž pevnostně vyhovují.

Tab. 3.6 Výsledné hodnoty pevnostních výpočtů šroubových spojů

Komponent	Hmotnost zavěšovaného celku $m$ [kg]	Počet šroubů $i$ [–]	Maximální provozní síla ve šroubu $F_{P1\ max}$ [N]	Předepínací osová síla ve šroubu $F_0$ [N]	Statická bezpečnost $k_\tau$ [–]	Minimální dynamická bezpečnost $k_D$ [–]	Výsledná bezpečnost $k_V$ [–]
Kontejner 380 V	500	4	2 943	12 350	16,079	3,159	<b>3,100</b>
Blok pneumatické brzdy + kompresor	615	8	1 810	7 571	26,228	4,559	<b>4,492</b>
Baterie	1050	6	4 120	17 235	11,522	2,516	<b>2,458</b>
Měnič pomocných pohonů + nabíjení	1170	4	6 887	28 806	6,893	1,873	<b>1,808</b>
Transformátor + filtr střídavých proudů	3930	12	7 711	32 253	6,157	1,771	<b>1,702</b>
Odpadní nádrž	810	4	4 768	19 943	9,957	2,299	<b>2,240</b>
Pomocný rám s komponenty	1870	8	5 530	23 020	8,626	2,114	<b>2,053</b>

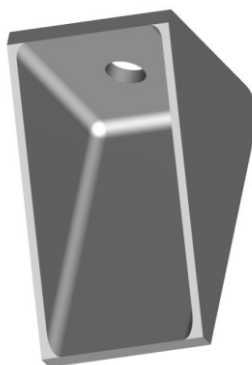
## 4. PRVKY ZAVĚŠENÍ KOMPONENTŮ

Komponenty a pomocný rám jsou k vozu připevněny pomocí přivařených konzol. Tyto konzoly představují významnou spojovací součást. Jelikož přenášejí veškeré zatížení působící na komponenty, je třeba provést pevnostní kontrolu navržených konzol a ověřit jejich únosnost.

Na základě známých zatížení, která musí konzoly přenést, jsem komponenty rozdělil podle hmotnosti do dvou skupin - těžké a lehké. Pro každou skupinu komponentů jsem následně navrhl specifickou konzolu, které se od sebe na základě přenášených zatížení podstatně liší.

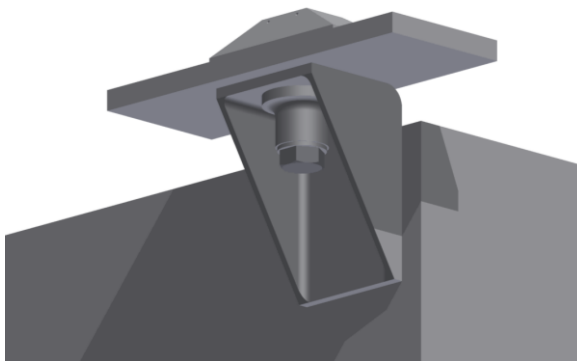
### 4.1. Jednoduchá konzola

Pro skupinu lehkých komponentů, kam patří kontejner 380 V, blok pneumatické brzdy spomocným kompresorem, baterie, blok měniče pomocných pohonů s nabíjením baterie a odpadní nádrž hmotností nepřesahující 1150 kg, jsem navrhl jednoduchou konzolu pro upevnění jedním šroubem (obr. 4.1).



Obr. 4.1 Jednoduchá konzola

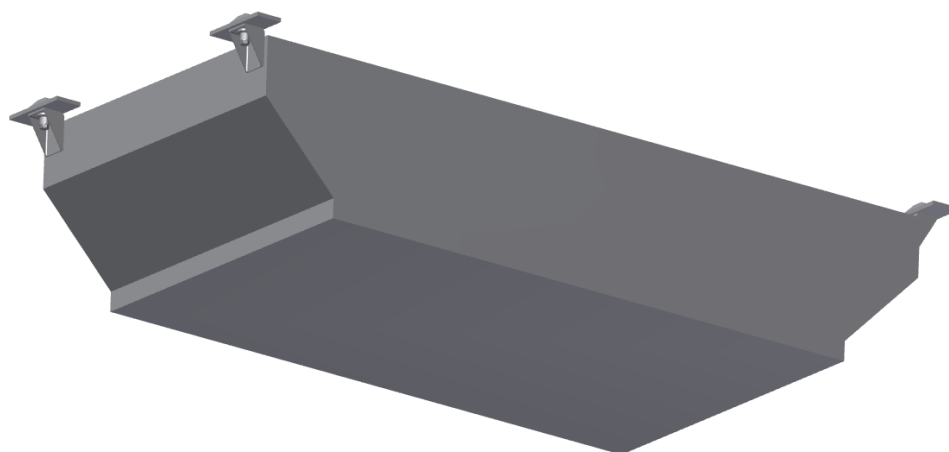
Jedná se o svařenec ohýbaného plechu a bočních žebër připevněný pomocí předepjatého šroubového spoje k podélníku (obr. 4.2). Z důvodu dynamického namáhání a vyšší zátěže konzoly volím materiál 11 523 s mezí kluzu  $R_e = 333$  MPa.



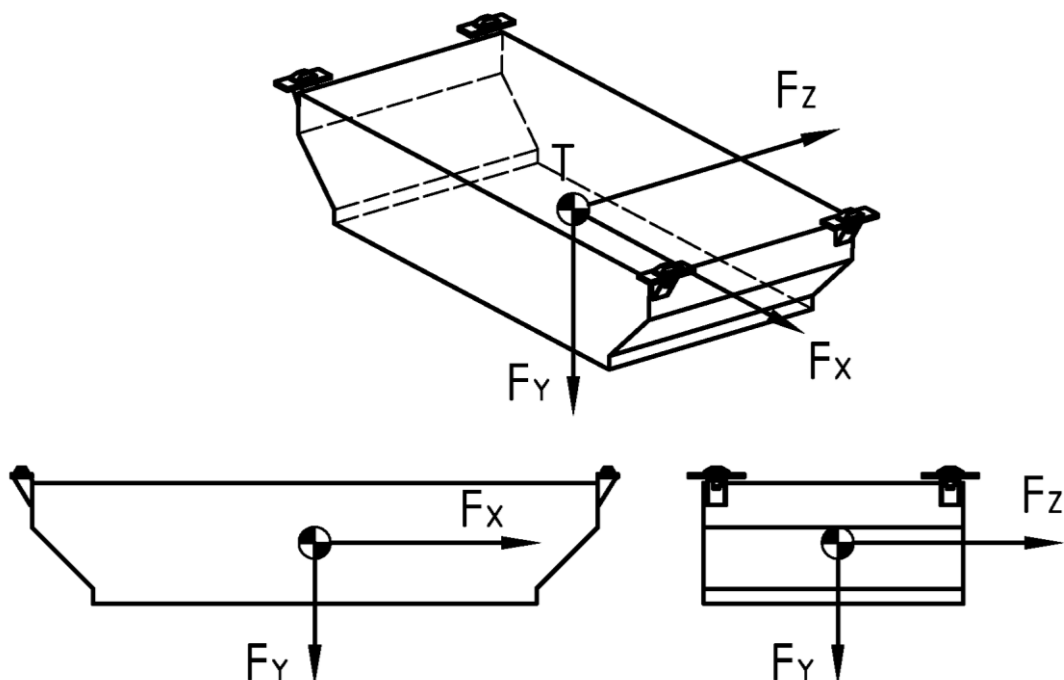
Obr. 4.2 Upevnění jednoduché konzoly

#### 4.1.1. Pevnostní výpočet jednoduché konzoly

Za účelem dosažení věrohodného výpočtu jsem vytvořil výpočtový model celé sestavy včetně upevňovaného kontejneru (obr. 4.3). Simuloval jsem v něm zavěšení kontejneru na čtyřech konzolách s použitím kontaktů včetně tření a simulace předepjatých šroubových spojů. Pro výpočet jsem použil komponent o hmotnosti 1150 kg, u kterého je působení zatížení na tento typ konzoly největší.



Obr. 4.3 Zavěšení kontejneru



Obr. 4.4 Silové působení na kontejner

Na obr. 4.4 jsou znázorněny působící síly. Síla  $F_x$  o velikosti zrychlení 1g působí v příčném směru. Síla  $F_y$  působí svisle dolů a má velikost zrychlení 2g. Síla  $F_z$  působící podélně ve směru jízdy má velikost zrychlení 3g.

Působící síly mají velikost:

$$F_X = m \cdot g = 1150 \cdot 9,81 = 11\,282 \text{ N}$$

$$F_Y = m \cdot 2 \cdot g = 1150 \cdot 2 \cdot 9,81 = 22\,563 \text{ N}$$

$$F_Z = m \cdot 3 \cdot g = 1150 \cdot 3 \cdot 9,81 = 33\,845 \text{ N}$$

Tab. 4.1 Vstupní parametry výpočtu

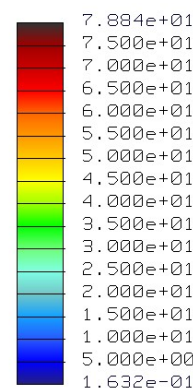
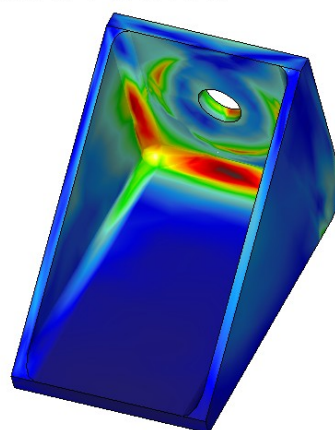
Hmotnost komponenty $m$ [kg]	1 150
Síla $F_X$ [N]	11 282
Síla $F_Y$ [N]	22 563
Síla $F_Z$ [N]	33 845

Výpočtem MKP jsem zjistil maximální hodnoty napětí  $\sigma_{RED} = 78,84 \text{ MPa}$ .

Stress von Mises (WCS)  
(MPa)

Location: Volumes

Loadset: LoadSet1 : SESTAVA\_JEDNODUCHA\_NESVARENA



Obr. 4.5 Redukované napětí jednoduché konzoly

### Výsledná bezpečnost

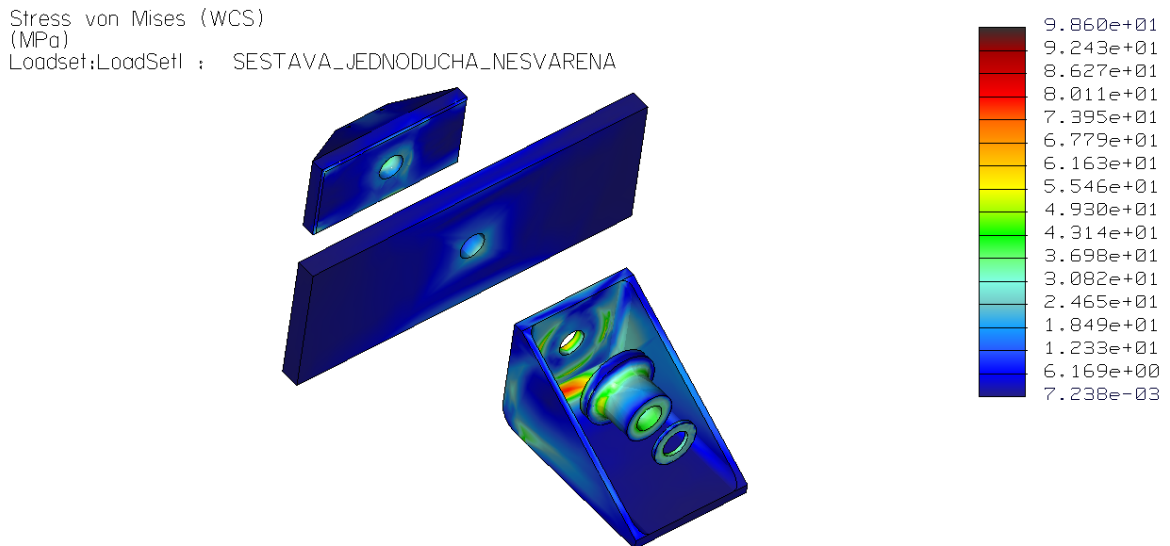
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{333}{78,84} = 4,2 \quad (4.1)$$

kde  $R_e$ ...mez kluzu materiálu 11 523 -  $R_e = 333 \text{ MPa}$

$\sigma_{RED}$ ...maximální redukované napětí konzoly -  $\sigma_{RED} = 78,84 \text{ MPa}$

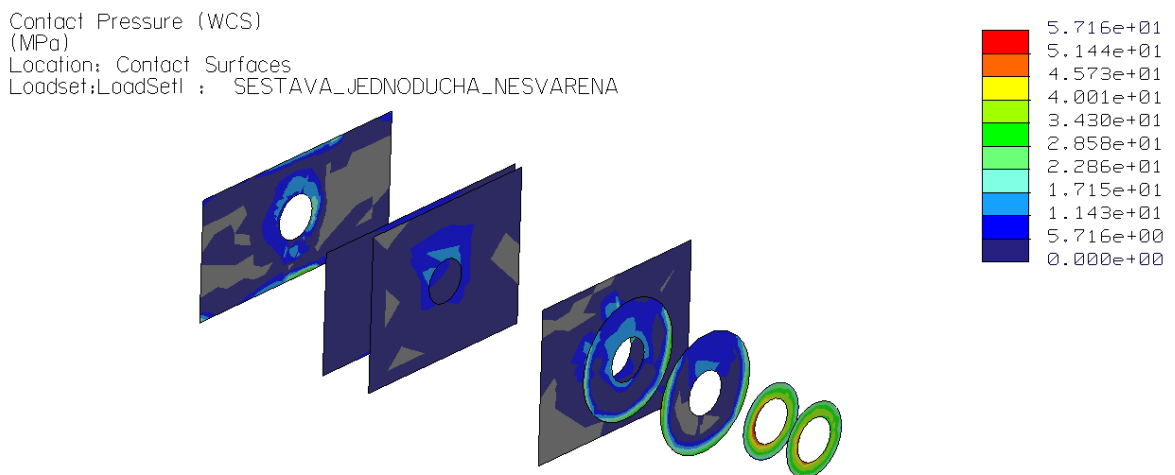
Výsledná statická bezpečnost  $k_s = 4,2$  je vyhovující.

Provedl jsem rovněž pevnostní rozbor MKP všech částí šroubového spoje od předepínací síly se zaměřením na kontaktní tlaky. Na obr. 4.6 je zobrazeno pevnostní namáhání přírub, na obr. 4.7 pak kontaktní tlaky mezi jednotlivými přírubami.



Obr. 4.6 Pevnostní namáhání přírub od předejatého šroubového spoje

Maximální redukované napětí vykazuje hodnotu 98,6 MPa. Ve skutečnosti se jedná o singularitu na ostré hraně a maximální napětí zůstává na konzole  $\sigma_{RED} = 78,84$  MPa.



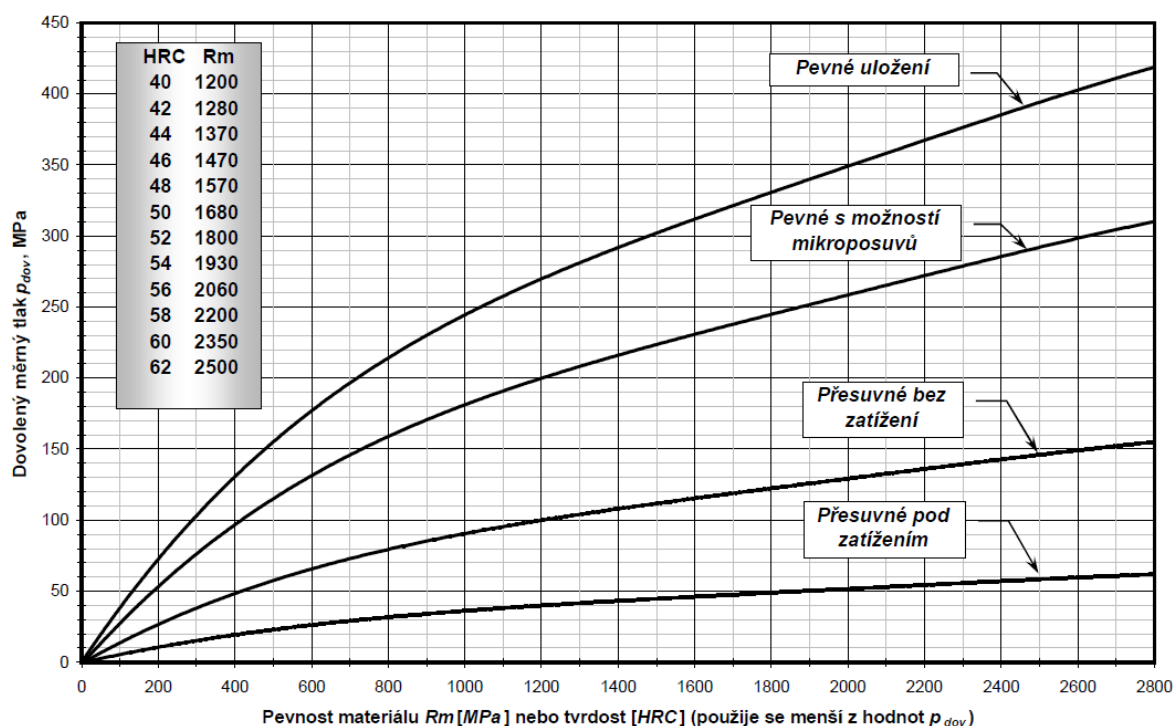
Obr. 4.7 Kontaktní tlaky

Při rozboru kontaktních tlaků byl zjištěn maximální tlak mezi stlačovanými přírubami na ocelové podložce pod hlavou šroubu o hodnotě  $p_{MAX} = 57,16$  MPa. Podložka je vyrobena z oceli 11 423 s min.  $R_m = 392$  MPa [3]. Z diagramu dovolených měrných tlaků (obr. 4.8) lze pro tuto hodnotu  $R_m$  a pevné uložení odečíst maximální dovolený tlak  $p_{DOV} = 130$  MPa.

U hliníkové příruby se hodnota měrného tlaku pohybuje do 20 MPa. Pro hliníkové slitiny je běžně dovolený měrný tlak do 100 MPa.

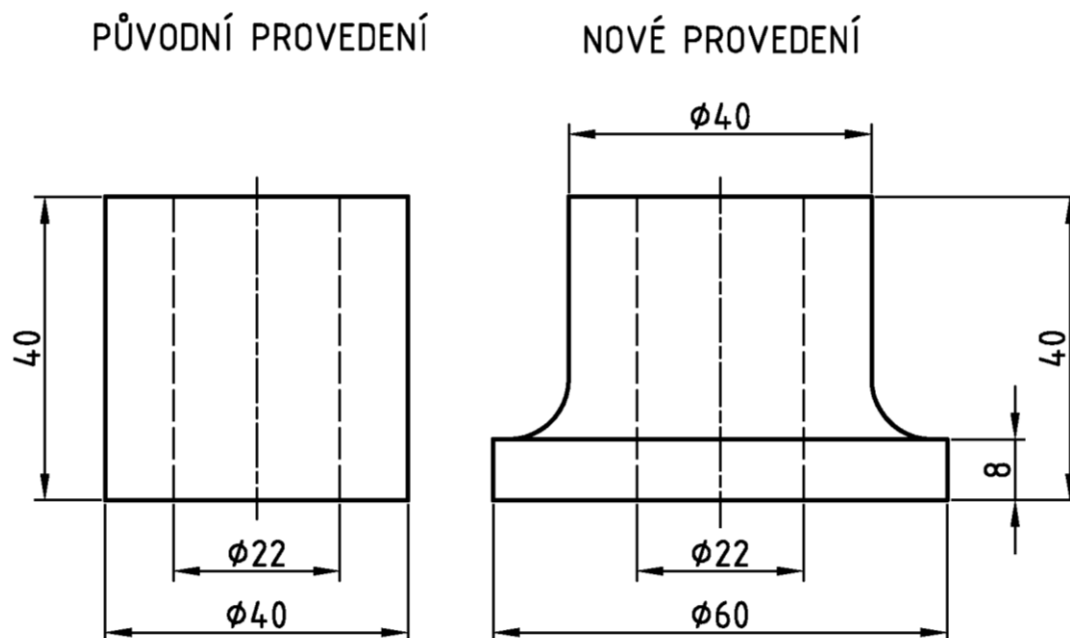
Měrné tlaky působící na ocelové i hliníkové součásti jsou menší než maximální dovolené hodnoty a tedy vyhovují této podmínce.





Obr. 4.8 Diagram dovolených měrných tlaků [10]

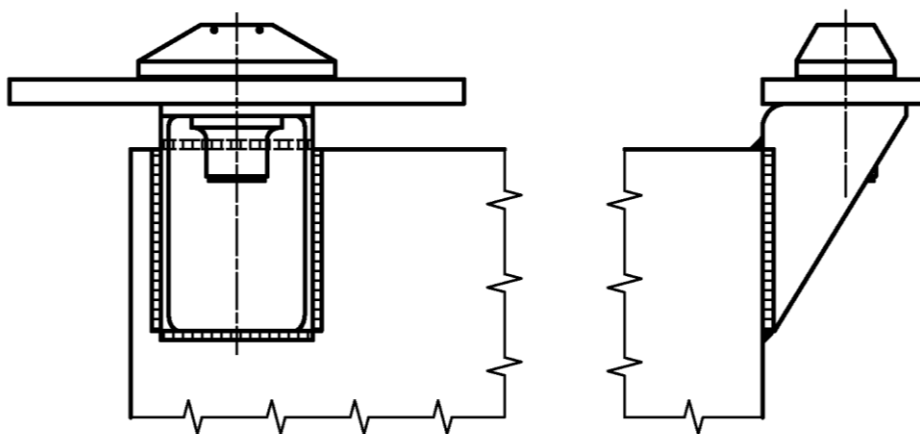
V rámci řešení problematiky měrných tlaků, jsem byl nucen z důvodu vysokých hodnot mezi konzolou a vymešovací podložkou, provést její úpravu. Původně válcový tvar jsem nahradil podložkou s rozšířenou základnou a velkým zaobleným přechodem za účelem lepšího rozložení tlaků. Na obr. 4.9 je porovnání původního a nového provedení.



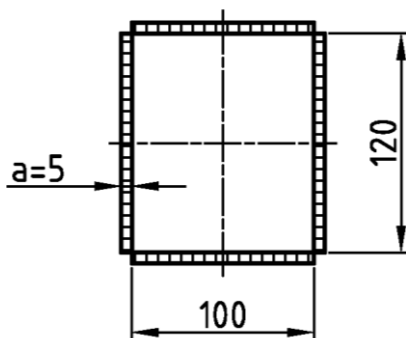
Obr. 4.9 Porovnání provedení vymešovací podložky

#### 4.1.2. Výpočet svarů jednoduché konzoly

Pro výpočet svarů připojení jednoduché konzoly ke komponentu jsem volil výpočet MKP. Výpočtový model sestavy je stejný jako u pevnostního výpočtu jednoduché konzoly (obr. 4.3). Připojení je realizováno koutovým svarem po celém obvodu konzoly. Na obr. 4.10 je zobrazeno připojení konzoly ke komponentu, na obr. 4.11 svarový obrazec v rovině připojení.

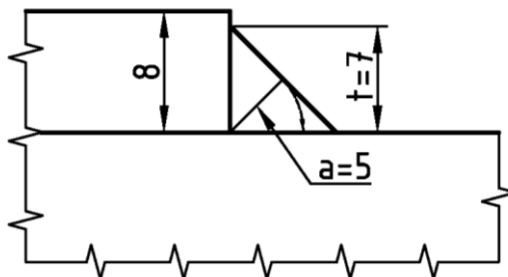


Obr. 4.10 Schéma svarového připojení součástí



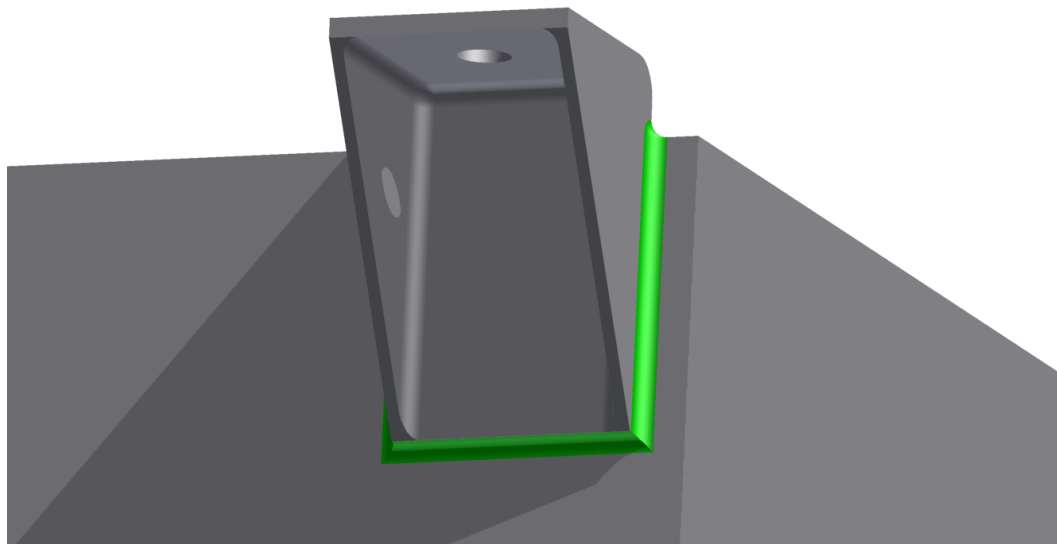
Obr. 4.11 Svarový obrazec

Přivařovanou konzolu tvoří v místě svaru ocelová deska tloušťky  $s = 8$  mm. Aby nedocházelo k problémům při tvorbě sítě geometrických prvků a singularitě na hranách, volím rozměr svaru lehce menší než je tloušťka desky, konkrétně  $t = 7$  mm. Činný rozměr svaru po sklopení do roviny připojení je pak  $a = t \cdot 0,7 \cong 5$  mm (obr. 4.12).

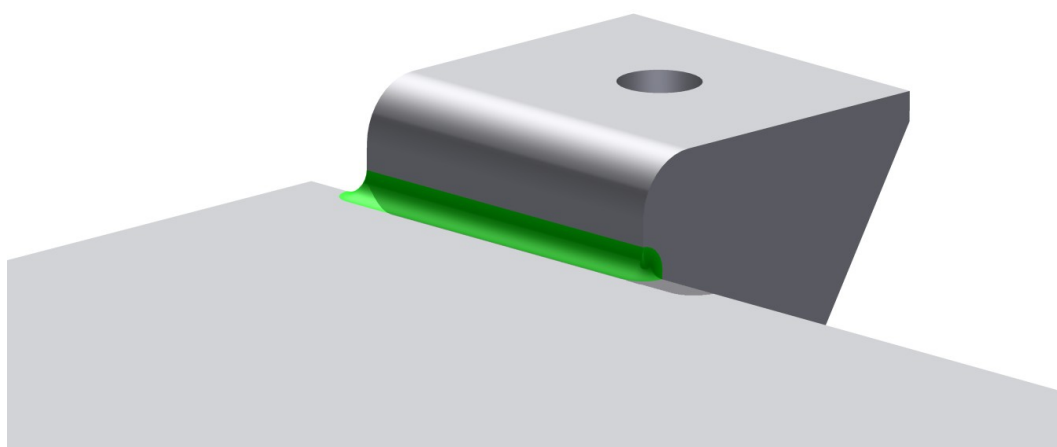


Obr. 4.12 Průřez svaru

Svarový spoj jsem simuloval jako zaoblení hran spojovaných součástí (obr. 4.13 a obr. 4.14). Takto vytvořené zaoblené přechody je výpočtový modul schopen akceptovat pro tvorbu geometrických elementů výpočtového modelu. Zároveň se zaoblením hran odstraní vysoká napětí, která neodpovídají realitě.

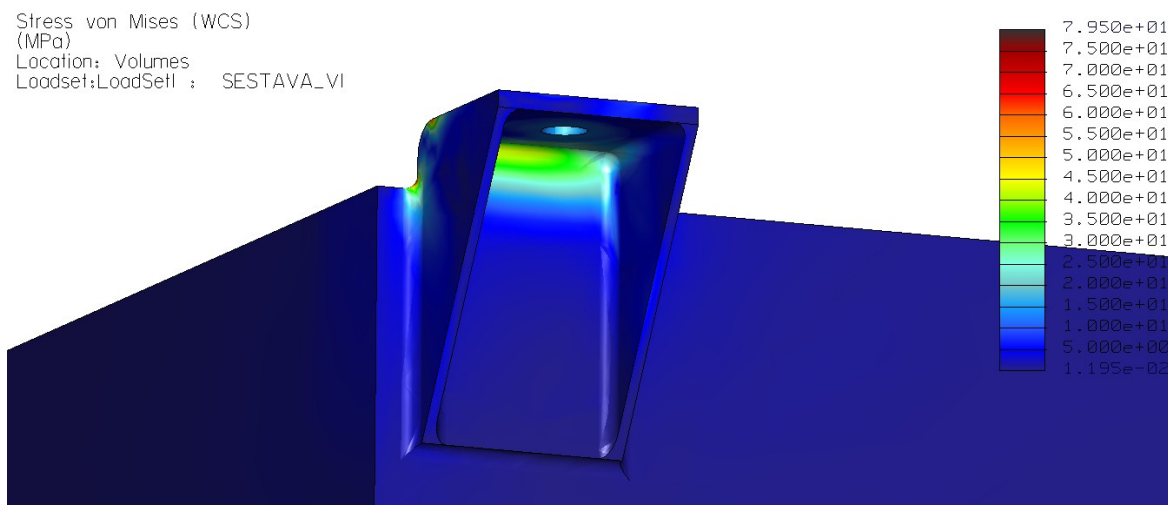


Obr. 4.13 Objemový model svaru - přední část

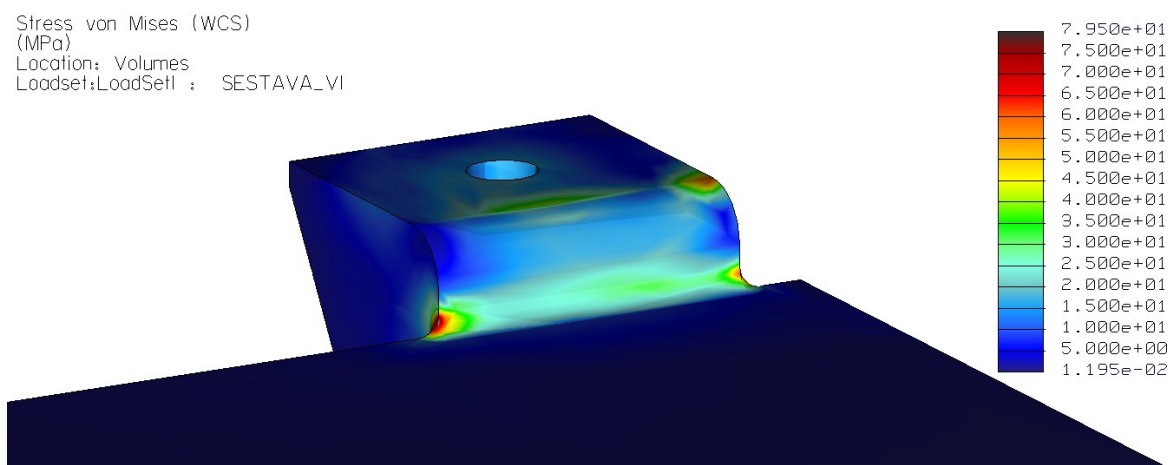


Obr. 4.14 Objemový model svaru - zadní část

Výsledkem pevnostní analýzy je maximální redukované napětí  $\sigma_{RED} = 79,5 \text{ MPa}$  na přechodu mezi zadní a přední stranou svaru (obr. 4.15 a 4.16).



Obr. 4.15 Objemový model svaru - přední část



Obr. 4.16 Objemový model svaru - zadní část

### Výsledná bezpečnost

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{333}{79,5} = 4,2$$

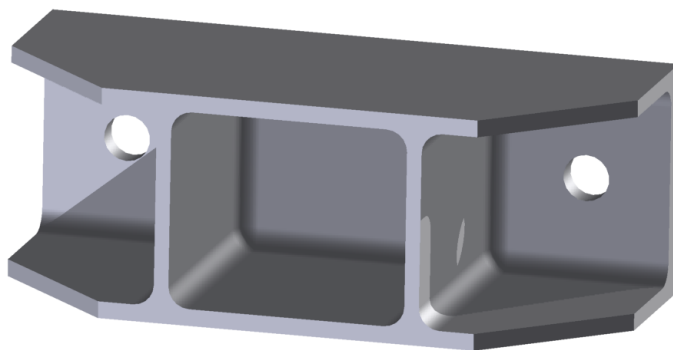
kde  $R_e$ ...mez kluzu materiálu 11 523 -  $R_e = 333 \text{ MPa}$

$\sigma_{RED}$ ...maximální redukované napětí ve svaru -  $\sigma_{RED} = 79,5 \text{ MPa}$

Výsledná statická bezpečnost navrženého svaru  $k_s = 4,2$  je vyhovující i s ohledem na vynechání převodních součinitelů svarového spoje.

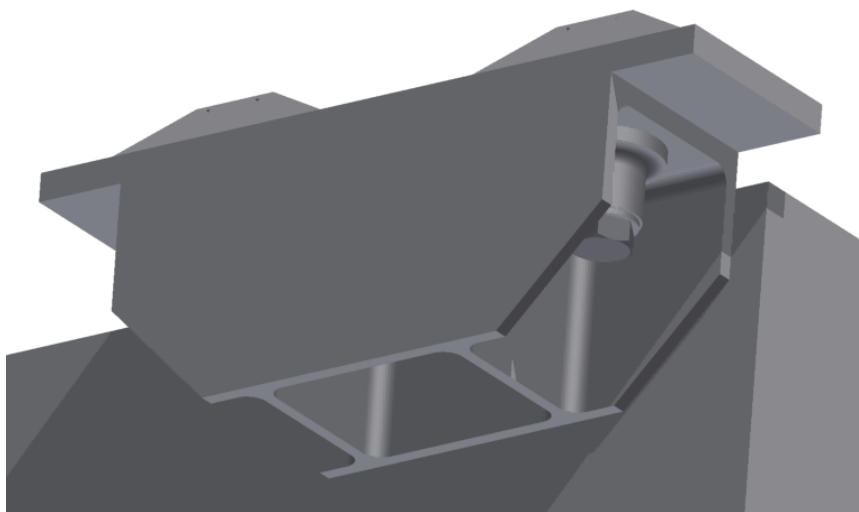
## 4.2. Dvojitá konzola

Pro skupinu těžkých komponent, kam patří transformátor s filtrem střídavých proudů a pomocný rám s kontejnerem 380 V, pneumatickou brzdou a baterií, je určena dvojitá konzola pro upevnění dvěma šroubovými spoji (obr. 4.17).



Obr. 4.17 Dvojitá konzola

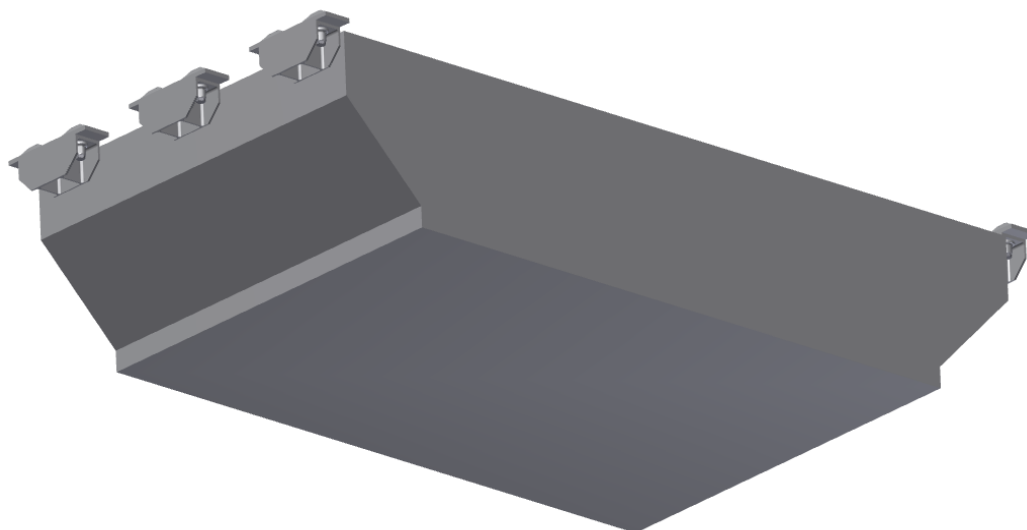
Jedná se o svařenec plechu a bočních žebér připevněný pomocí 2 předepjatých šroubových spojů k hliníkové stavbě (obr. 4.18). Materiál volím stejný jako u jednoduché konzoly a to 11 523.



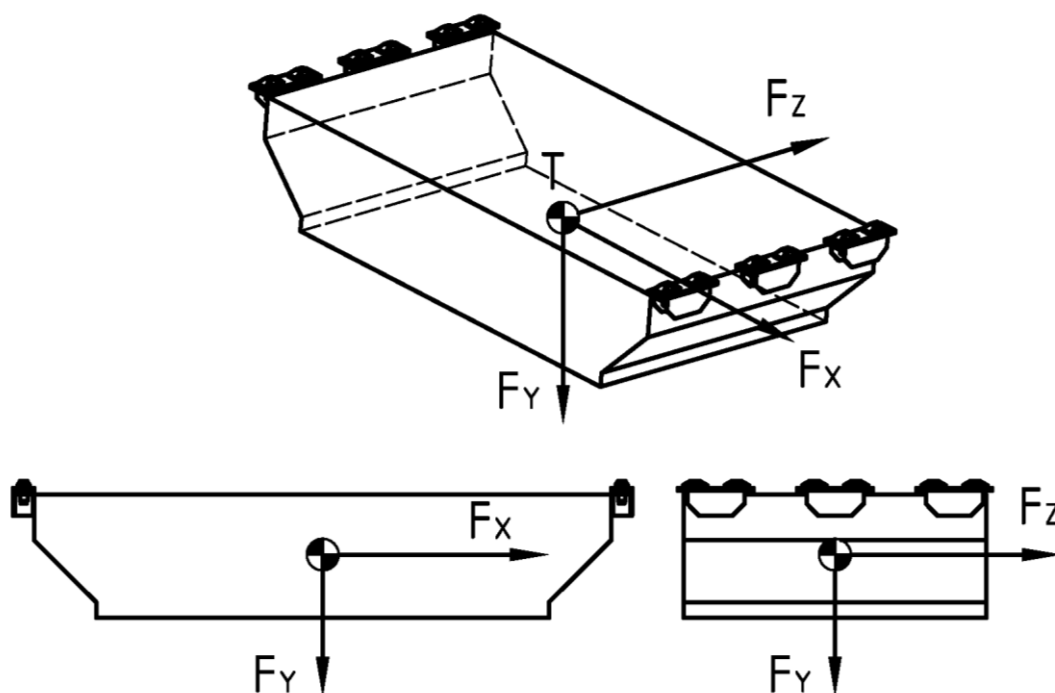
Obr. 4.18 Upevnění dvojité konzoly

#### 4.2.1. Pevnostní výpočet dvojité konzoly

Ve výpočtu jsem simuloval zavěšení kontejneru na šesti konzolách s použitím kontaktů včetně tření a simulace předepjatých šroubových spojů. Pro výpočet jsem použil nejtěžší kontejner ve voze o hmotnosti 3870 kg, u kterého je působení sil největší.



Obr. 4.19 Zavěšení kontejneru



Obr. 4.20 Silové působení na kontejner

Na obr. 4.20 jsou znázorněny působící síly. Síla  $F_x$  o velikosti zrychlení 1g působí v příčném směru. Síla  $F_y$  působí svisle dolů a má velikost zrychlení 2g. Síla  $F_z$  působící podélně ve směru jízdy má velikost zrychlení 3g.

Působící síly mají velikost:

$$F_X = m \cdot g = 3870 \cdot 9,81 = 37\,965 \text{ N}$$

$$F_Y = m \cdot 2 \cdot g = 3870 \cdot 2 \cdot 9,81 = 75\,929 \text{ N}$$

$$F_Z = m \cdot 3 \cdot g = 3870 \cdot 3 \cdot 9,81 = 113\,894 \text{ N}$$

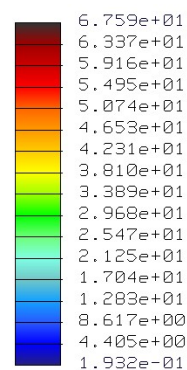
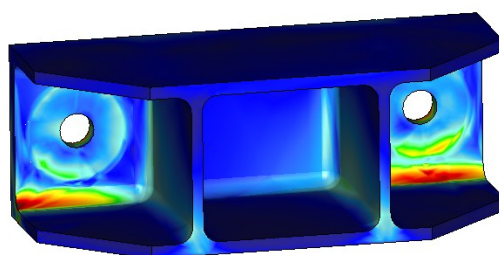
V tabulce tab. 4.2 je uvedeno zatížení.

Tab. 4.2 Vstupní parametry výpočtu

Hmotnost komponenty $m$ [kg]	3 870
Síla $F_X$ [N]	37 965
Síla $F_Y$ [N]	75 929
Síla $F_Z$ [N]	113 894

MKP výpočtem jsem získal hodnotu redukovaného napětí  $\sigma_{RED} = 67,6 \text{ MPa}$ .

Stress von Mises (WCS)  
(MPa)  
Location: Volumes  
Loadset: LoadSet1 : ZATIZENI\_CELE\_VOI



Obr. 4.21 Redukované napětí dvojité konzoly

### Výsledná bezpečnost

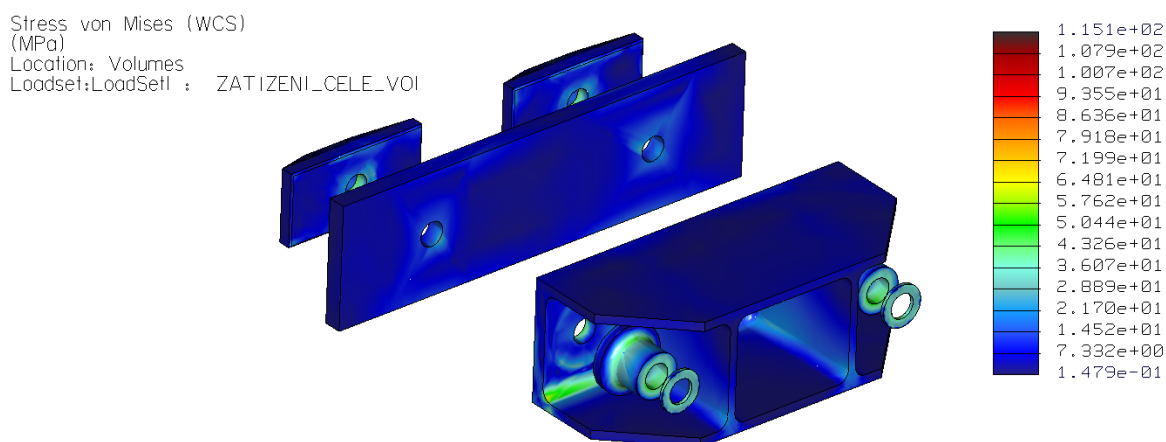
$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{333}{67,6} = 4,9$$

kde  $R_e$ ...mez kluzu materiálu 11 523 -  $R_e = 333 \text{ MPa}$

$\sigma_{RED}$ ...maximální redukované napětí konzoly -  $\sigma_{RED} = 67,6 \text{ MPa}$

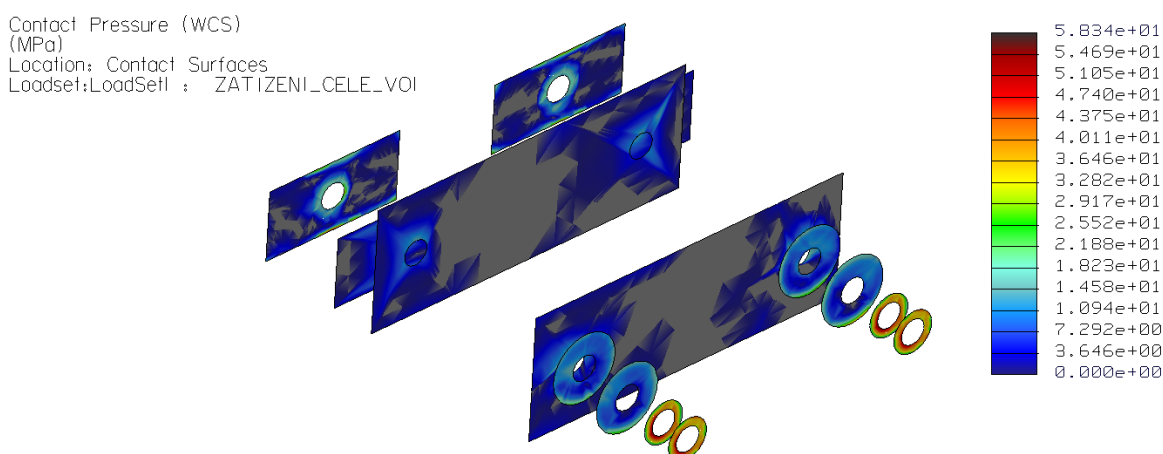
Výsledná statická bezpečnost  $k_s = 4,9$  je vyhovující.

Provedl jsem rovněž pevnostní rozbor MKP všech částí šroubového spoje od předepínací síly se zaměřením na kontaktní tlaky. Na obr. 4.22 je zobrazeno pevnostní namáhání přírub, na obr. 4.23 pak kontaktní tlaky mezi jednotlivými přírubami.



Obr. 4.22 Pevnostní namáhání přírub od předepjatého šroubového spoje

Maximální redukované napětí vykazuje hodnotu 115,1 MPa. Ve skutečnosti se jedná o singularitu na ostré hraně a maximální napětí zůstává na konzole  $\sigma_{RED} = 60,8$  MPa.



Obr. 4.23 Kontaktní tlaky

Při rozboru kontaktních tlaků byl zjištěn maximální tlak mezi stlačovanými přírubami na ocelové podložce pod hlavou šroubu o hodnotě  $p_{MAX} = 58,34$  MPa. Podložka je vyrobena z oceli 11 423 s min.  $R_m = 392$  MPa [3]. Z diagramu dovolených měrných tlaků (obr. 4.8) lze pro tuto hodnotu  $R_m$  a pevné uložení odečíst maximální dovolený tlak  $p_{DOV} = 130$  MPa.

U hliníkové příruby se hodnota měrného tlaku pohybuje do 20 MPa. Pro hliníkové slitiny je běžně dovolený měrný tlak do 100 MPa.

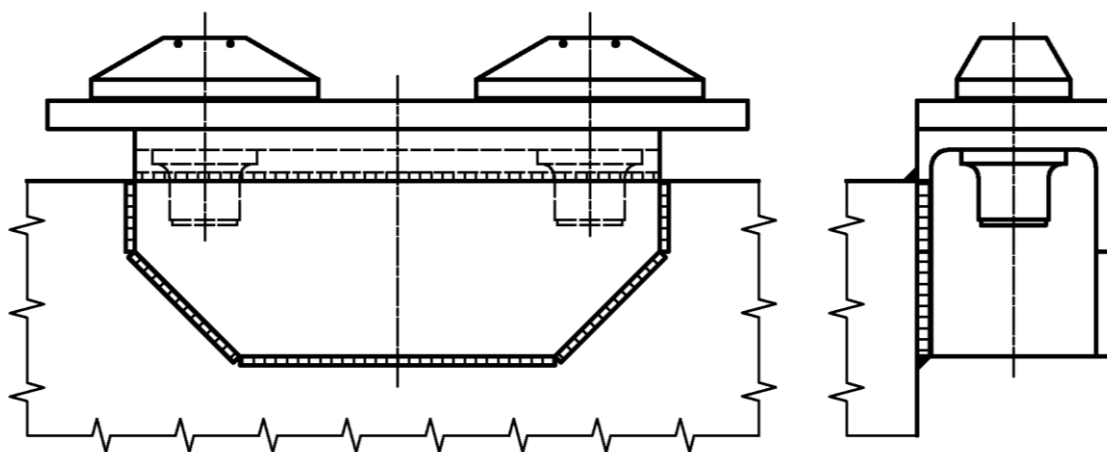
Měrné tlaky působící na ocelové i hliníkové součásti jsou menší než maximální dovolené hodnoty a tedy vyhovují této podmínce.



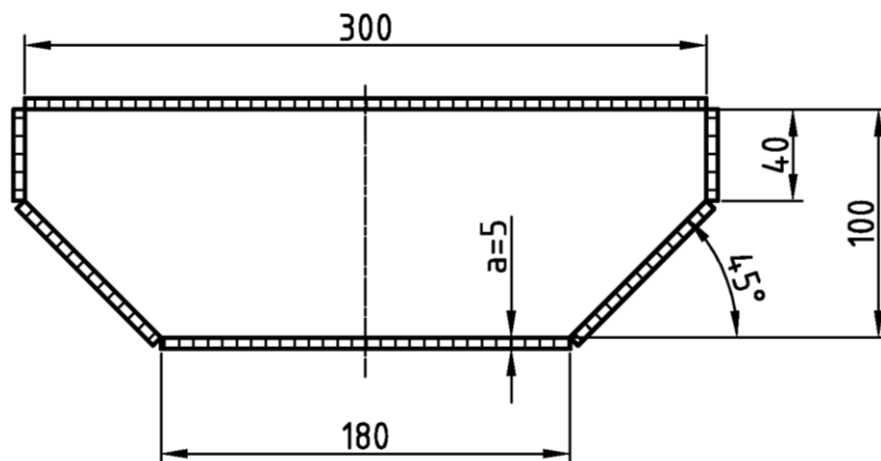
#### 4.2.2. Výpočet svarů dvojité konzoly

Pro výpočet svarů připojení dvojité konzoly ke kontejneru jsem volil výpočet MKP. Výpočtový model sestavy je stejný jako u pevnostního výpočtu dvojité konzoly (obr. 4.19).

Připojení je realizováno koutovým svarem po celém obvodu konzoly. S ohledem na větší zatížení od síly  $F_z$  působící v podélném směru mají svary rovněž z větší části podélný charakter, aby byly schopny toto působení bezpečně přenést. Na obr. 4.24 je zobrazeno připojení konzoly ke komponentu, na obr. 4.25 pak samotný svarový obrazec v rovině připojení.



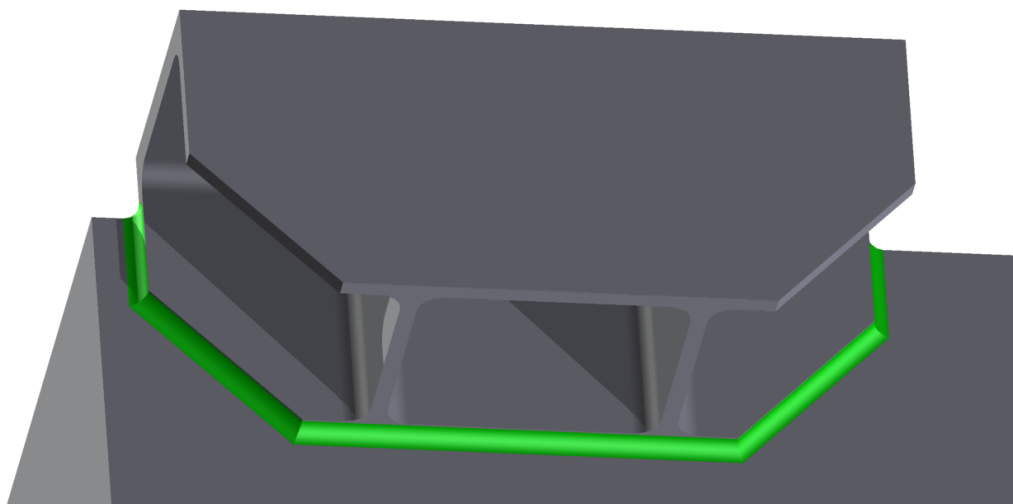
Obr. 4.24 Schéma svarového připojení součástí



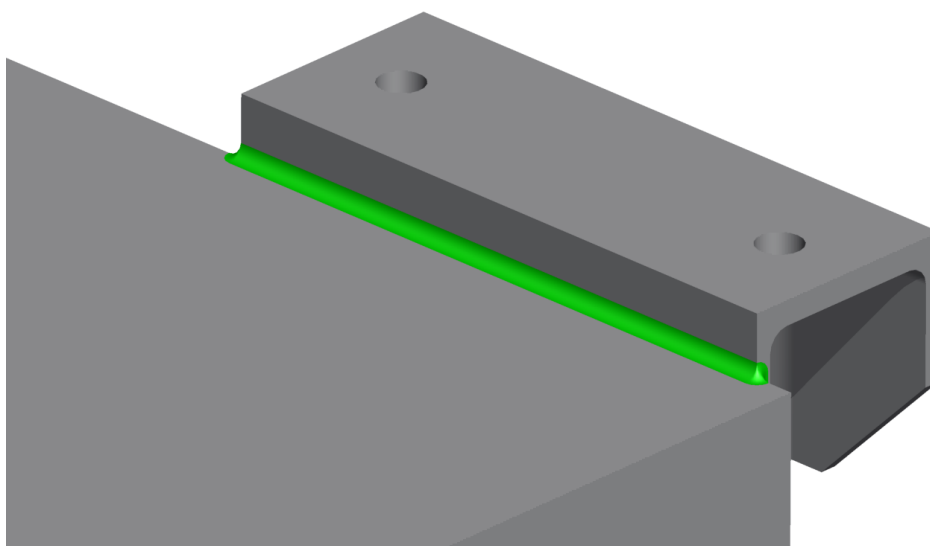
Obr. 4.25 Svarový obrazec

Svar je simulován jako zaoblený přechod mezi spojovanými součástmi. Činný rozměr svaru po sklopení do roviny připojení je pak  $a = 5 \text{ mm}$  (obr. 4.12).

Na obr. 4.26 a 4.27 je zobrazen svarový spoj dvojité konzoly s komponentem.

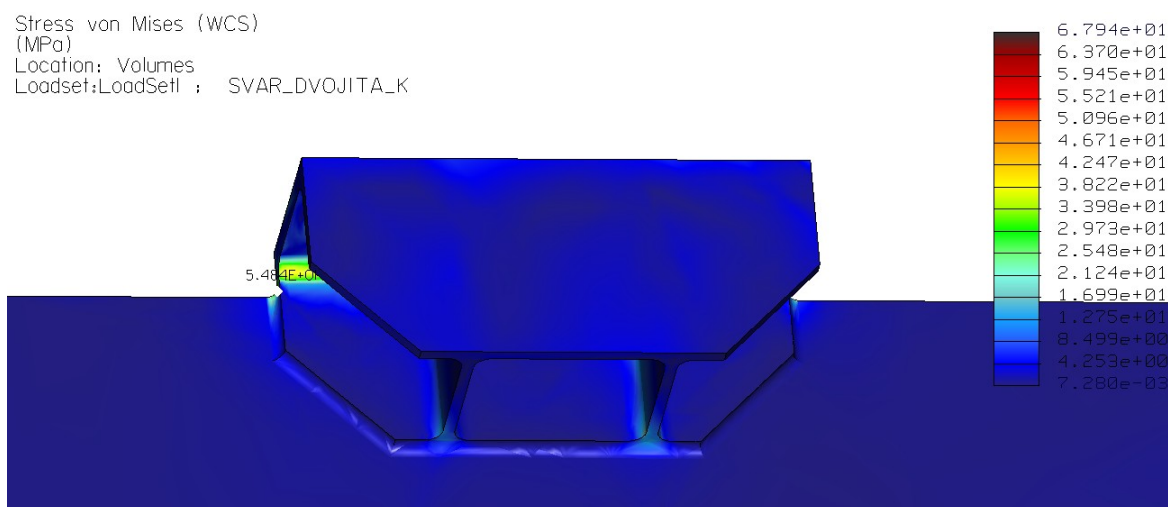


Obr. 4.26 Objemový model svaru - přední část

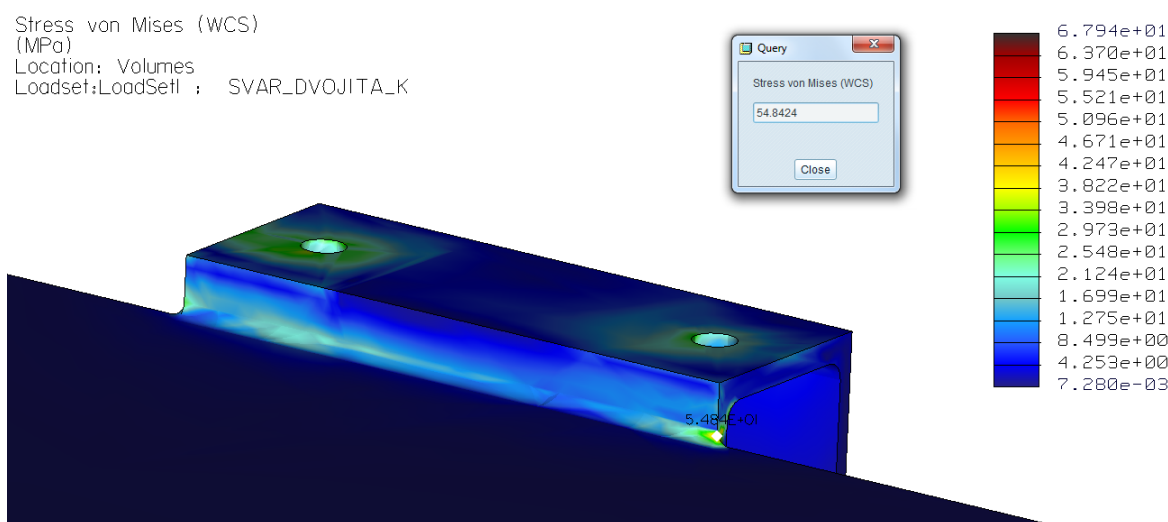


Obr. 4.27 Objemový model svaru - zadní část

Výsledkem pevnostní analýzy je maximální redukované napětí  $\sigma_{RED} = 54,84$  MPa na přechodu mezi zadní a přední stranou svaru (obr. 4.28). V ostatních místech svaru se napětí pohybuje do 20 MPa.



Obr. 4.28 Objemový model svaru - přední část



Obr. 4.29 Objemový model svaru - zadní část

### Výsledná bezpečnost

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{333}{54,84} = 6,1$$

kde  $R_e$ ...mez kluzu materiálu 11 523 -  $R_e = 333$  MPa

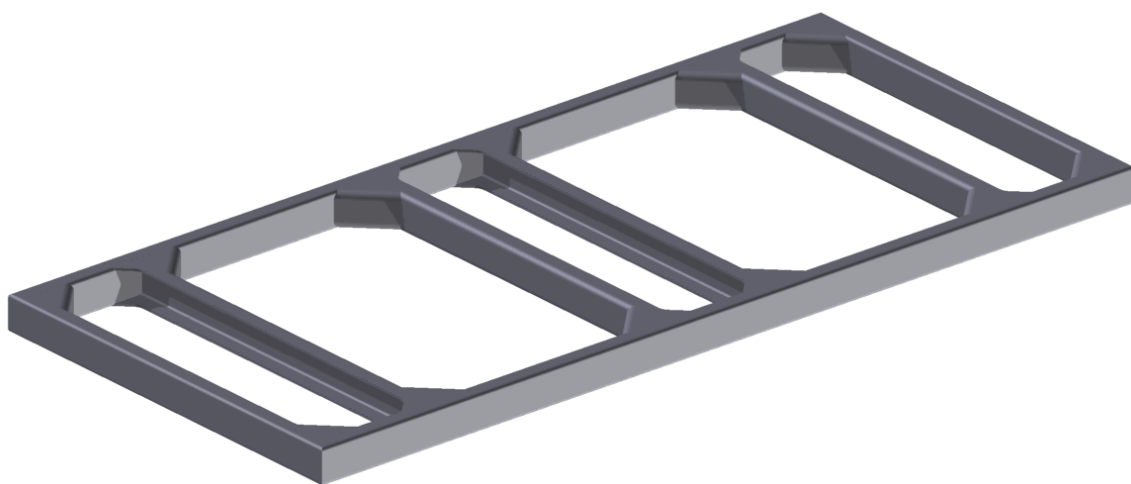
$\sigma_{RED}$ ...maximální redukované napětí ve svaru -  $\sigma_{RED} = 54,84$  MPa

Výsledná statická bezpečnost navrženého svaru  $k_s = 6,1$  je vyhovující i s ohledem na vynechání převodních součinitelů svarového spoje.

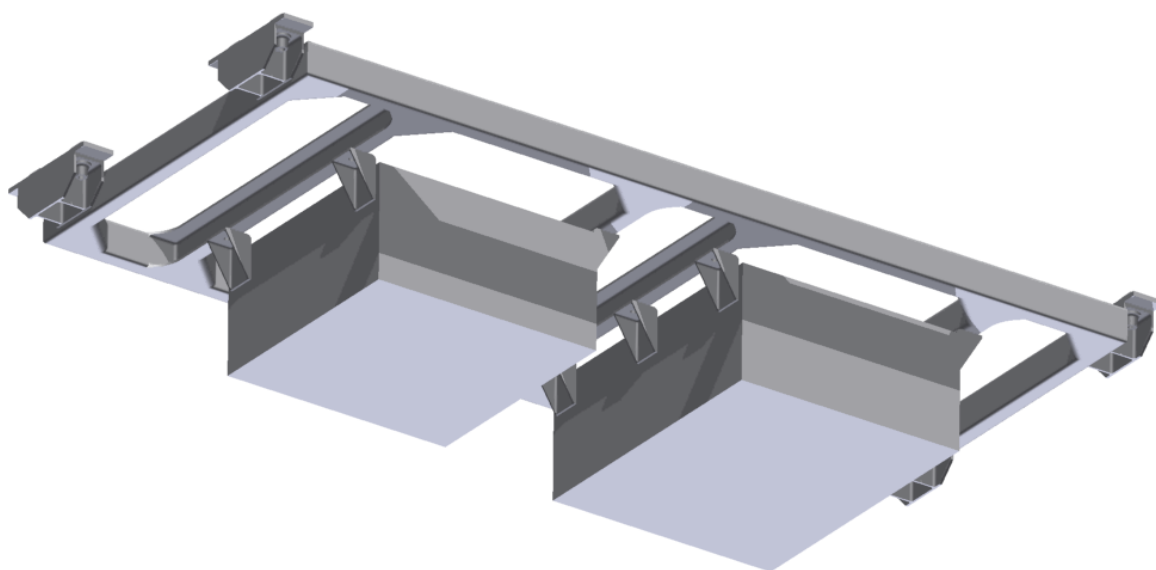
### 4.3. Pomocný rám

Pro zavěšení kontejneru 380 V, bloku pneumatické brzdy s pomocným kompresorem a akumulátorové baterie bylo z konstrukčních důvodů nutné navrhnout pomocný rám. Tyto komponenty jsou umístěny pod vozem podélně a svými rozměry nedosahují přes celou šířku vozu tak, aby mohly být ukotveny do podélníků uložených na stranách. Rovněž je nebylo možné připevnit ani do C - drážek k podlaze, vzhledem k jejich malé únosnosti. Navrhl jsem proto pomocný rám, ke kterému se dané komponenty připevní pomocí jednoduchých konzol šroubovými spoji. Celý rám s komponenty (obr. 4.31) je pak přišroubován k hrubé stavbě vozu s využitím dvojité konzoly.

Na obr. 4.30 je zobrazena konstrukce rámu. Jedná se o ocelovou konstrukci svařenou z obdélníkových profilů a U - profilů. V místech největšího namáhání je rám vyztužen a jsou provedeny zaoblení přechodů pro mezi profily pro zmenšení koncentrace napětí.

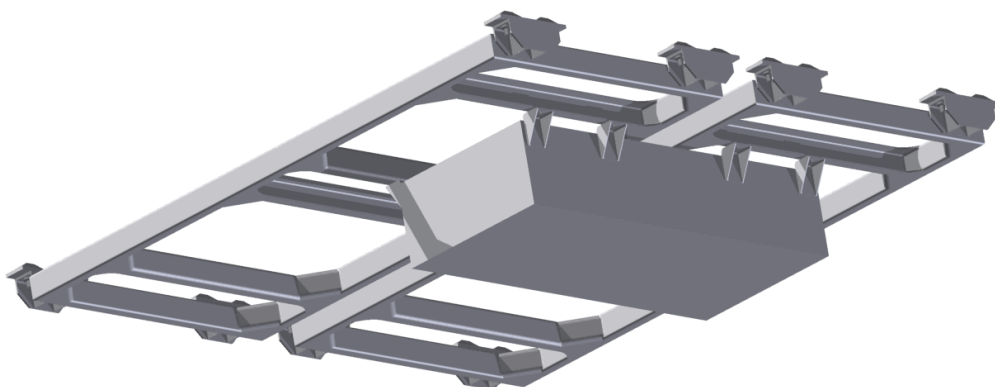


Obr. 4.30 Pomocný rám



Obr. 4.31 Sestava pomocného rámu pro 2 komponenty

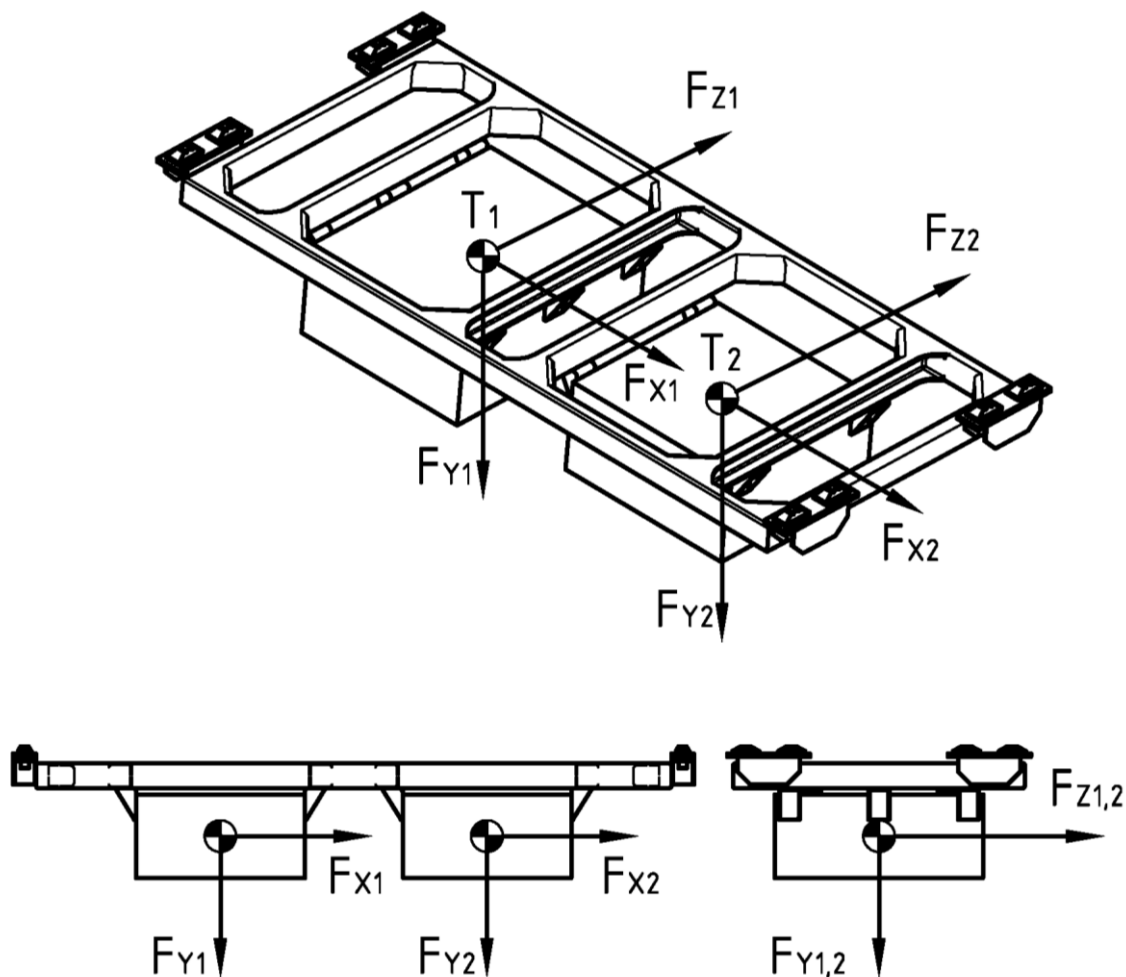
Na obr. 4.31 jsou na rám zavěšeny kontejner 380V a akumulátorová baterie, dohromady o celkové hmotnosti 1450 kg. Třetí komponent určený pro zavěšení na rám - blok pneumatické brzdy s pomocným kompresorem - bude zavěšen na rám samostatně. Jelikož je ale funkční délka rámu 1200 mm a délka komponentu 1800 mm, použijí pro upevnění tohoto komponentu dva rámy za sebou (obr. 4.32). Tento komponent váží 545 kg, což je třetinová váha proti váze prvních dvou komponentů. Bude navíc zavěšen na 2 pomocných rámech, tudíž dojde k rozložení zatížení a proto bude výsledné namáhání rámu od tohoto komponentu nejmenší. Pevnostní výpočet rámu tudíž provádím pro nejnepříznivější variantu se zavěšením 2 komponentů na jednom rámu (obr. 4.31).



Obr. 4.32 Zavěšení bloku pneumatické brzdy s pomocným kompresorem

#### 4.3.1. Pevnostní výpočet pomocného rámu

MKP výpočtem jsem simuloval zavěšení komponentů a jejich silové působení na rám. Ve výpočtovém modelu jsou použity kontakty včetně tření a simulace předepjatých šroubových spojů. Pro výpočet jsem použil 2 nejtěžší komponenty, které budou na tento rám zavěšeny a u nichž je působení sil největší.



Obr. 4.33 Silové působení na pomocný rám

Na obr. 4.33 jsou znázorněny působící síly na jednotlivé komponenty. Síla  $F_{xi}$  o velikosti zrychlení 1g působí v příčném směru. Síla  $F_{yi}$  působí svisle dolů a má velikost zrychlení 2g. Síla  $F_{zi}$  působící podélně ve směru jízdy má velikost zrychlení 3g.

Působící síly na první komponent mají velikost:

$$F_{x1} = m_1 \cdot g = 1000 \cdot 9,81 = 9\,810 \text{ N}$$

$$F_{y1} = m_1 \cdot 2 \cdot g = 1000 \cdot 2 \cdot 9,81 = 19\,620 \text{ N}$$

$$F_{z1} = m_1 \cdot 3 \cdot g = 1000 \cdot 3 \cdot 9,81 = 29\,430 \text{ N}$$

V tabulce tab. 4.3 je uvedeno zatížení a hodnoty sil i pro druhý komponent.

Tab. 4.3 Vstupní parametry výpočtu

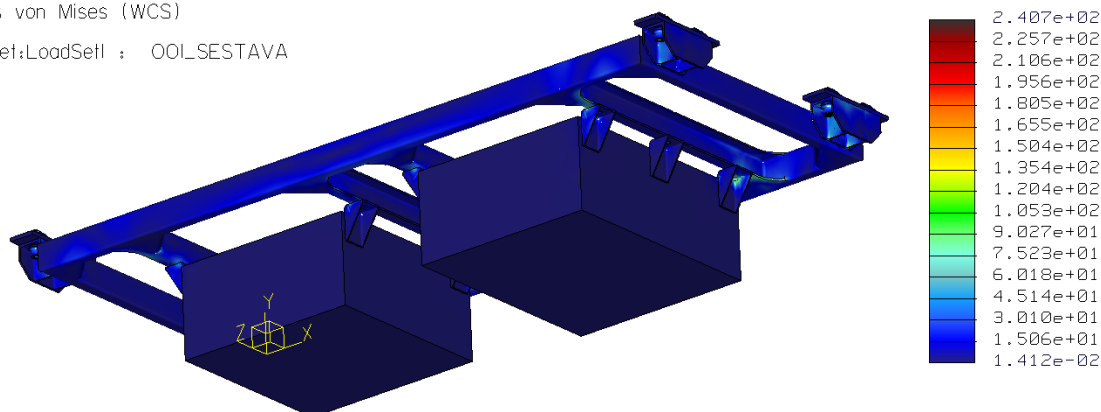
Hmotnost komponentu $m_1$ [kg]	1 000
Síla $F_{X1}$ [N]	9 810
Síla $F_{Y1}$ [N]	19 620
Síla $F_{Z1}$ [N]	29 430

Hmotnost komponentu $m_2$ [kg]	450
Síla $F_{X2}$ [N]	4 415
Síla $F_{Y2}$ [N]	8 829
Síla $F_{Z2}$ [N]	13 244

MKP výpočtem jsem zjistil maximální redukované napětí celé výpočtové sestavy včetně konzol a svarů  $\sigma_{RED\ max} = 240,7$  MPa. Jedná se však o singularitu na ostré hraně modelu a reálné hodnoty redukovaného napětí rámu se pohybují maximálně do 120 MPa.

Stress von Mises (WCS)  
(MPa)  
Loadset: LoadSet1 : OOL\_SESTAVA



Obr. 4.34 Redukované napětí pomocného rámu

### Výsledná bezpečnost

$$k_s = \frac{R_e}{\sigma_{RED}} = \frac{333}{120} = 3,03$$

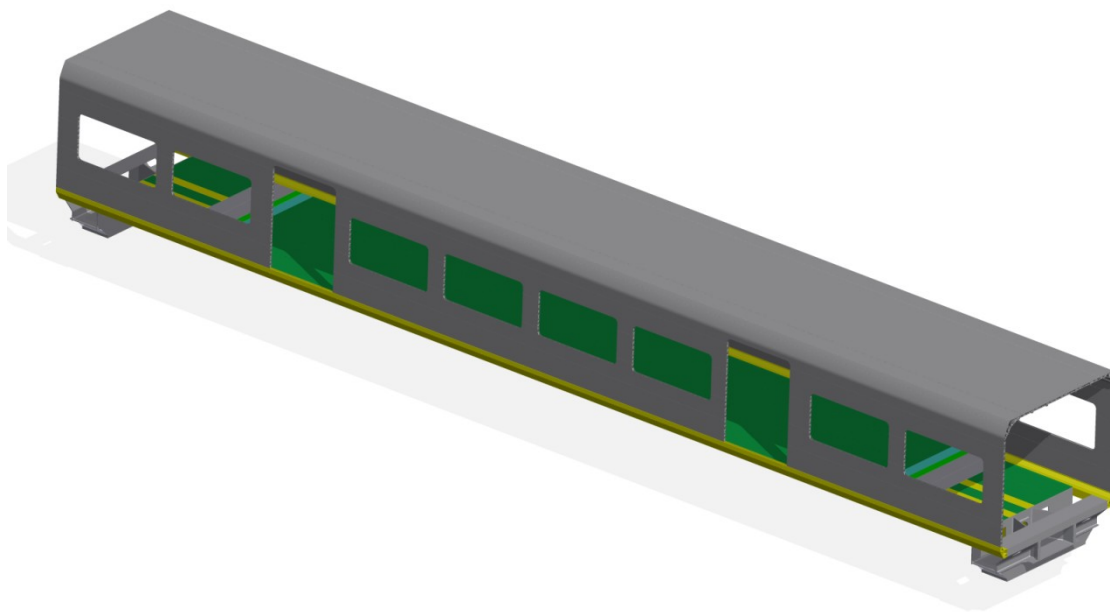
kde  $R_e$ ...mez kluzu materiálu 11 523 -  $R_e = 333$  MPa

$\sigma_{RED}$ ...maximální redukované napětí rámu -  $\sigma_{RED} = 120$  MPa

Výsledná statická bezpečnost  $k_s = 2,78$  je vyhovující.

## 5. VLASTNÍ FREKVENCE HRUBÉ STAVBY

Výpočet vlastních frekvencí hrubé stavby vozu jsem provedl v nástavbě Mechanica výpočtového softwaru PTC - Creo Elements / Pro 5.0. Nejprve bylo nutné připravit výpočtový model. Ten se skládá z hrubé stavby vozu a k ní připojených komponentů s upevňovacími elementy. Ze sestavy hrubé skříně jsem za účelem výpočtu vytvořil jedinou součást, které jsem definoval materiál a přistoupil k výpočtu sítě modelu. Z důvodů velkých rozměrů vozu a tvarové náročnosti modelu však výpočet i přes značné úpravy modelu a snahy o jeho zjednodušení po několika hodinách výpočtu sítě opakovaně kolaboval. Přistoupil jsem tedy k radikálnímu zjednodušení celého výpočtového modelu skříně. Model jsem na základně funkčních a pevnostních vlastností původních dílů rozdělil na několik částí – podlaha, podélníky, příčníky, bočnice a strop.



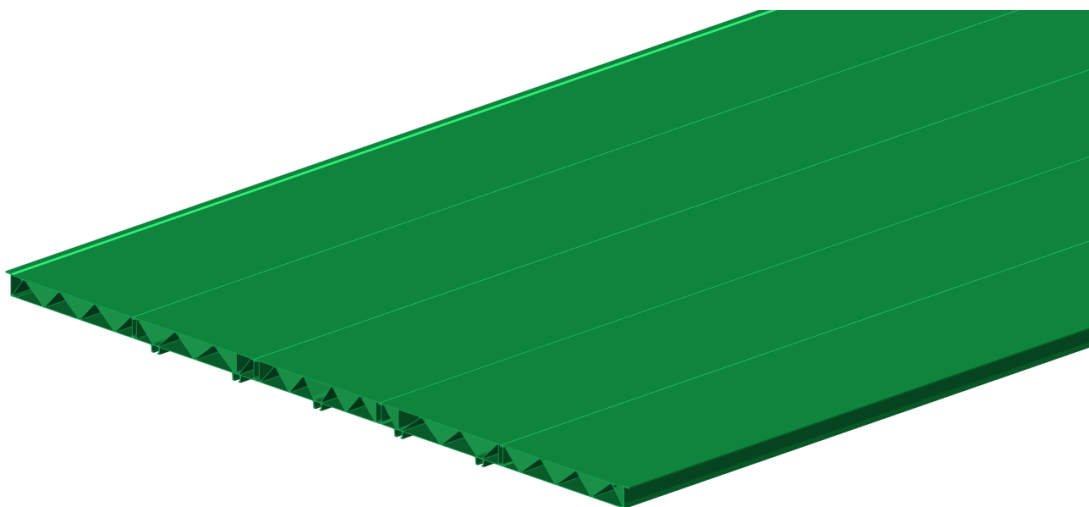
Obr. 5.1 Model hrubé stavby vozu

Tyto tvarově složité části vozu jsem postupně nahradil novými součástmi, podstatně jednoduššími avšak identických deformačních vlastností jako původní materiál. Nahrazení tvarově složitých, převážně protlačovaných, „sandwichových“ profilů z hliníkové slitiny, spočívalo ve vytvoření tvarově jednoduchého náhradního modelu a definování nového ortotropního materiálu pro daný model. Tímto krokem bylo následně možno upravovat vlastnosti materiálu ve třech na sobě kolmých směrech a tím docílit požadovaných vlastností, jakými disponuje původní součást.



## 5.1. Nahrazení podlahy

Podlaha je tvořena jako svařenec protlačovaných profilů (obr. 5.2). Ve voze je její hlavní část umístěna mezi nápravami a dvě menší koncové části za nimi.

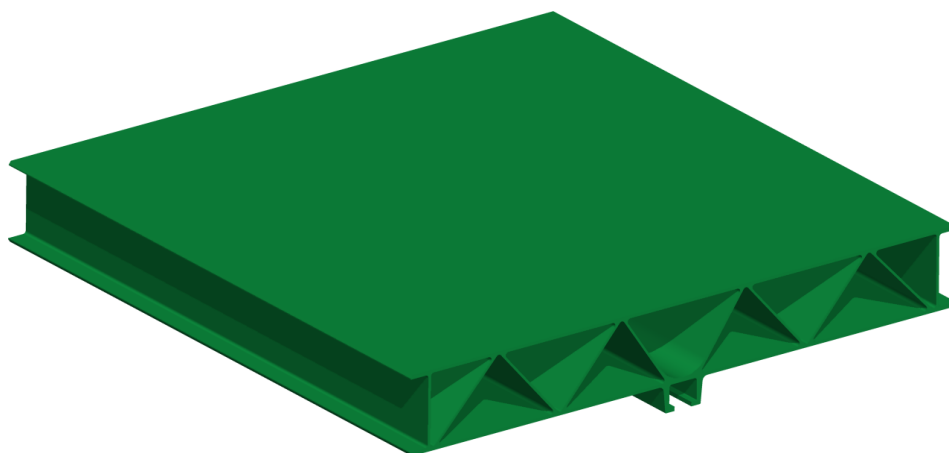


Obr. 5.2 Model podlahy

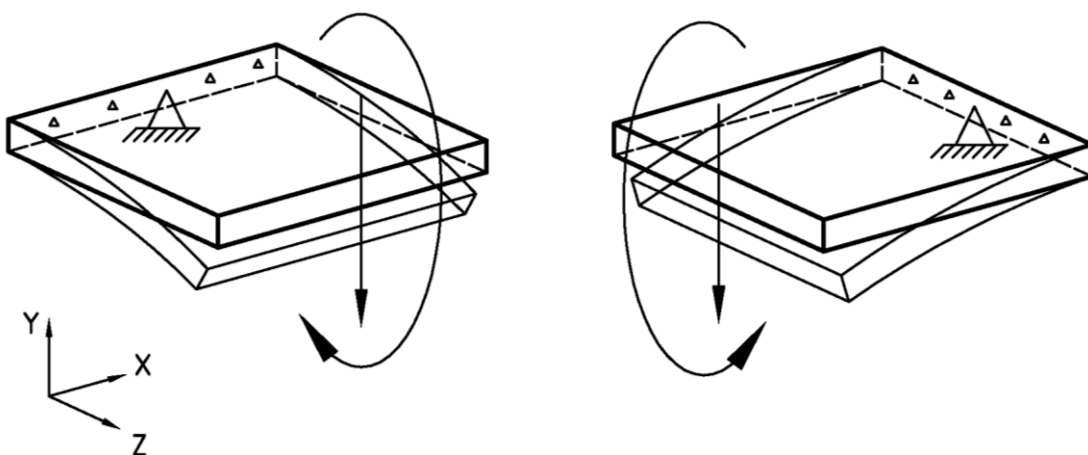


Obr. 5.3 Příčný řez podlahou

Před vytvořením náhradního modelu podlahy bylo nutné provést pevnostní výpočty původní součásti a zjistit její deformace. Z podlahy jsem proto vyjmul elementární část čtvercového půdorysu (obr. 5.4) a zatížil ji ohybem ve dvou na sobě kolmých rovinách (obr. 5.5). Výpočtový model tvoří na jedné straně vetknutý vodorovně uložený nosník, který je na druhém konci zatížen svislou silou.



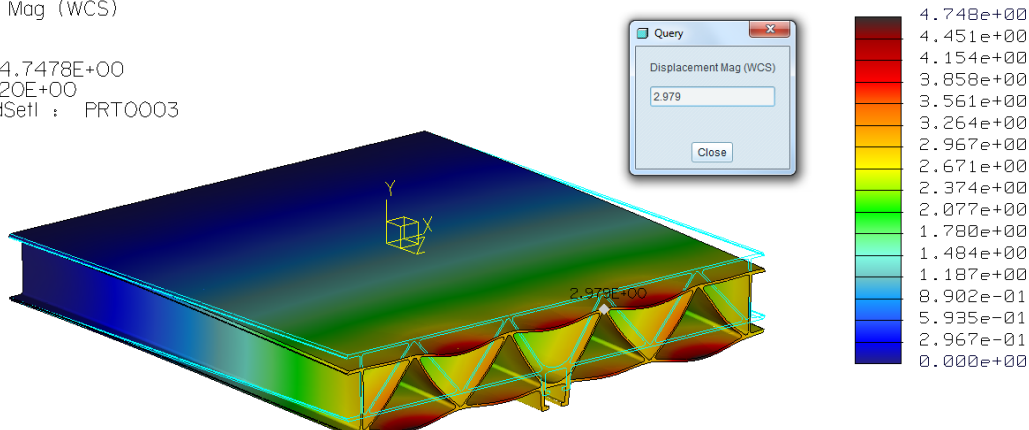
Obr. 5.4 Element podlahy



Obr. 5.5 Zatížení elementu ve dvou navzájem kolmých rovinách

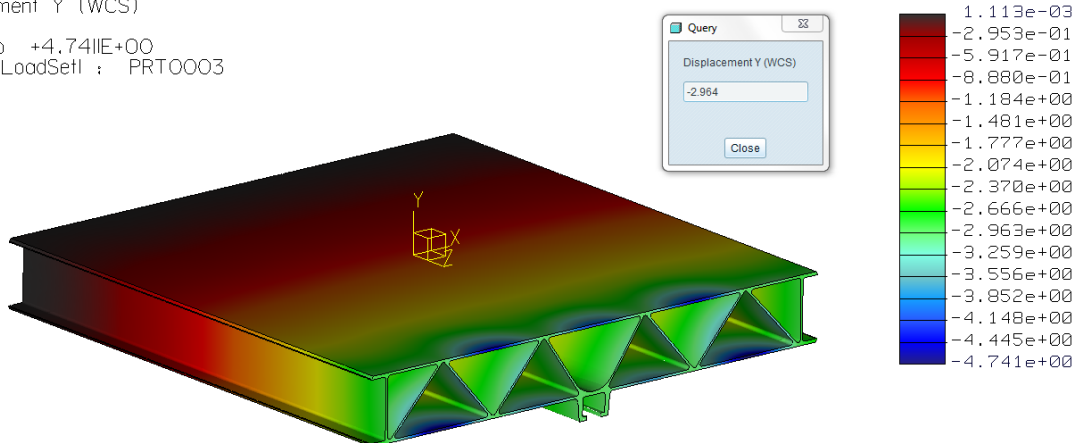
Takto zatížený model jsem podrobil výpočtu MKP a zjistil jeho deformace při zatížení v podélném a příčném směru (obr. 5.6 - obr. 5.9). Při zatížení v podélném směru docházelo k značné deformaci krajní části profilu a informace o deformaci v tomto místě neodpovídala skutečnosti. Použil jsem proto sondu pro zjištění deformace na horní hraně zatěžované součásti, kde je hodnota deformace věrohodnější (obr. 5.6 a obr. 5.7).

Displacement Mag (WCS)  
(mm)  
Deformed  
Max Disp +4.7478E+00  
Scale 6.5520E+00  
Loadset:LoadSet1 : PRT0003



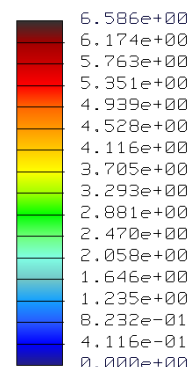
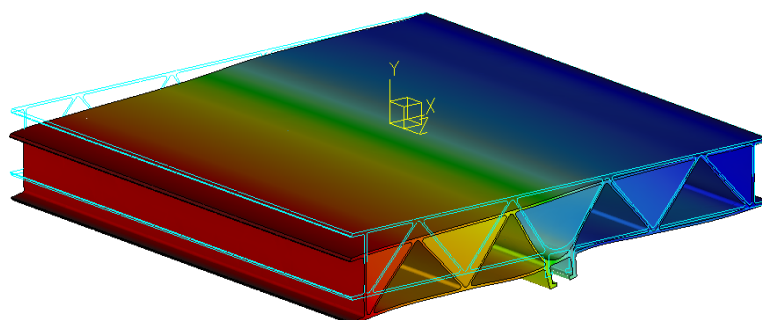
Obr. 5.6 Deformace v podélném směru - celková

Displacement Y (WCS)  
(mm)  
Max Disp +4.7411E+00  
Loadset:LoadSet1 : PRT0003



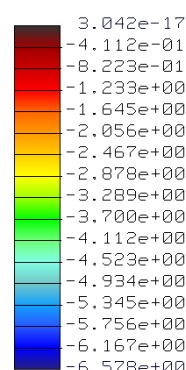
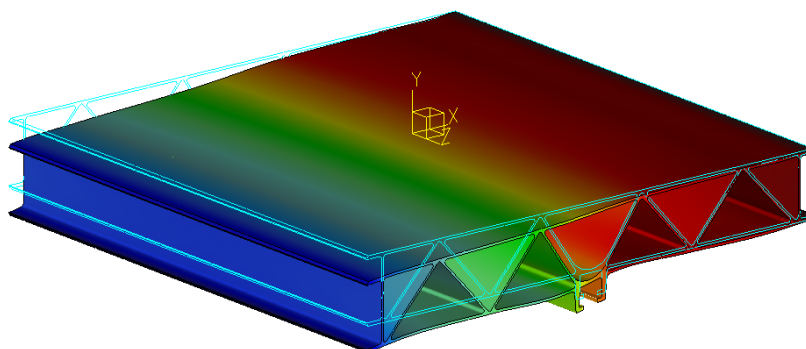
Obr. 5.7 Deformace v podélném směru - Y

Displacement Mag (WCS)  
(mm)  
Deformed  
Max Disp +6,5858E+00  
Scale 4,7192E+00  
Loadset:LoadSet1 : PRT0003



Obr. 5.8 Deformace v příčném směru - celková

Displacement Y (WCS)  
(mm)  
Deformed  
Max Disp +6,5784E+00  
Scale 4,7124E+00  
Loadset:LoadSet1 : PRT0003



Obr. 5.9 Deformace v příčném směru - Y

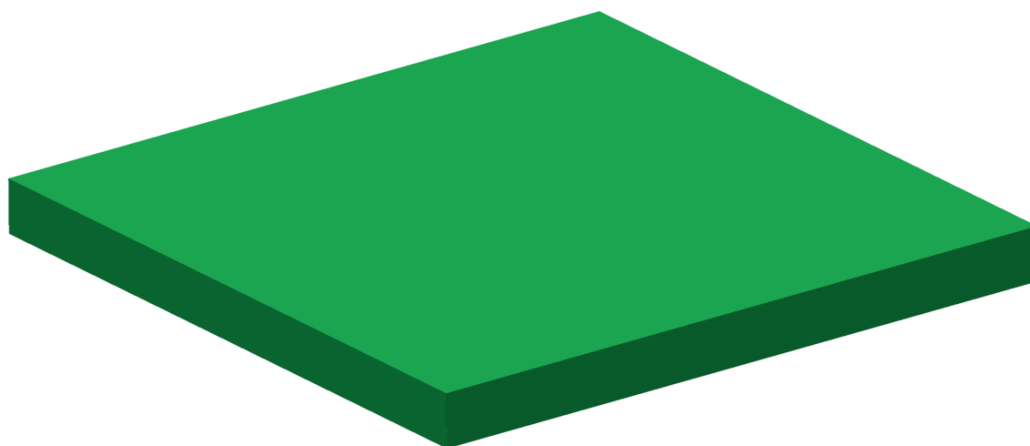
Informace o velikosti deformací jsem následně použil při definování vlastností nového ortotropního materiálu pro náhradní model. Ortotropní materiál má tři vzájemně kolmé roviny symetrie materiálových vlastností. V každém směru jsou tyto vlastnosti definovány modulem pružnosti v tahu, modulem pružnosti ve smyku a Poissonovou konstantou. Matice tuhosti má tedy 9 nezávislých prvků, které je nutno novému materiálu přiřadit. Při určení Poissonovy konstanty jsem vycházel z původního materiálu, kterým je hliník a má hodnotu  $\mu = 0,33$  [11]. Hodnota Poissonovy konstanty ve všech třech směrech tudíž bude shodná a bude se rovnat původnímu materiálu.

Klíčovými parametry ovlivňujícími vlastnosti materiálu jsou tedy modul pružnosti v tahu a modul pružnosti ve smyku, které jsou na sobě závislé podle vztahu:

$$G = \frac{E}{2 \cdot (1 + \mu)} \quad (5.1)$$

Mnoha zkušebními výpočty, kde změny parametrů matice tuhosti ovlivňovaly deformaci v daném směru, jsem na základě známých deformací původního modelu postupně měnil hodnoty modulů pružnosti v tahu a ve smyku nového materiálu tak, aby byly deformace původního a náhradního modelu identické.

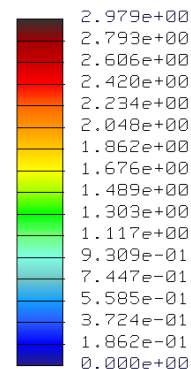
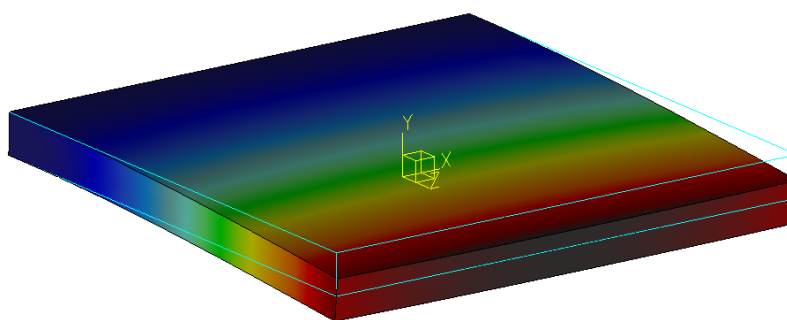
Na následujícím obrázku (obr. 5.10) je zobrazen nový náhradní model, kterým bude nahrazen původní tvarově složitý podlahový profil.



Obr. 5.10 Náhradní model podlahy

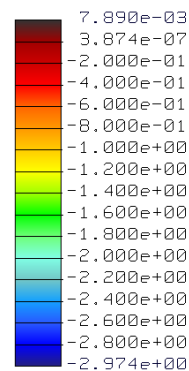
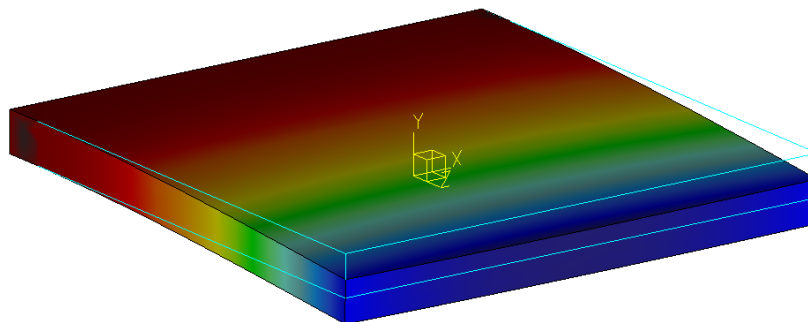
Deformace náhradního modelu elementární části podlahy při ohybovém zatížení v podélném a příčném směru jsou vyobrazeny níže (obr. 5.11 - obr. 5.14).

Displacement Mag (WCS)  
(mm)  
Deformed  
Max Disp +2.9788E+00  
Scale 1.0439E+01  
Loadset:LoadSet1 : NAHRADA\_001



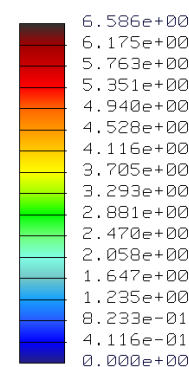
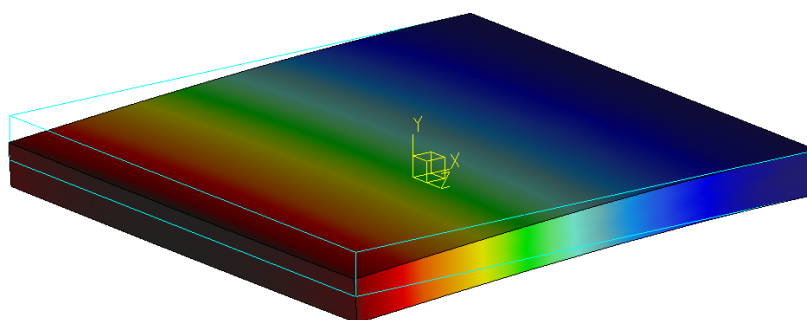
Obr. 5.11 Deformace v podélném směru - celková

Displacement Y (WCS)  
(mm)  
Deformed  
Max Disp +2.9741E+00  
Scale 1.0423E+01  
Loadset:LoadSetI : NAHRADA\_OOI



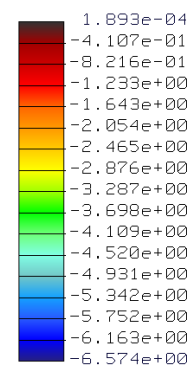
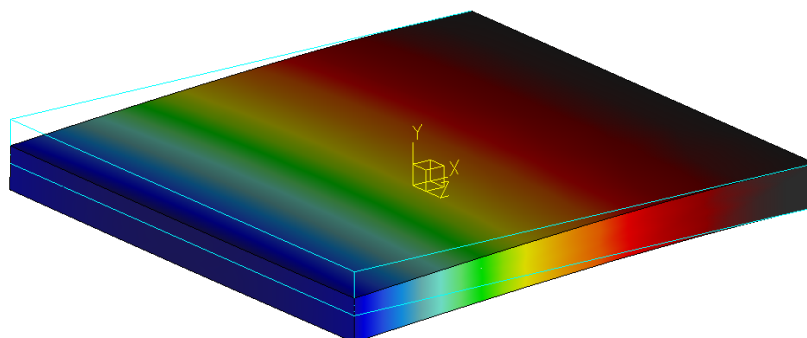
Obr. 5.12 Deformace v podélném směru - Y

Displacement Mag (WCS)  
(mm)  
Deformed  
Max Disp +6.5862E+00  
Scale 4.7212E+00  
Loadset:LoadSetI : NAHRADA\_OOI



Obr. 5.13 Deformace v příčném směru - celková

Displacement Y (WCS)  
(mm)  
Deformed  
Max Disp +6.5743E+00  
Scale 4.7153E+00  
Loadset:LoadSetI : NAHRADA\_OOI



Obr. 5.14 Deformace v příčném směru - Y

V následující tabulce (tab. 5.1) jsou uvedeny vlastnosti použitých materiálů obou modelů a porovnání jejich deformací (tab. 5.2).

Směrodatná odchylka  $s [-]$  byla vypočtena matematickou funkcí programu Microsoft Excel podle vzorce:

$$s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \frac{\sum_{i=1}^n (x - \bar{x})^2}{(n-1)}} \quad (5.2)$$

Tab. 5.1 Materiálové vlastnosti

Materiálové vlastnosti							
Původní materiál	E [MPa]			G [MPa]			$\mu$ [-]
	68 947			25 920			0,33
Nový materiál	E1 [MPa]	E2 [MPa]	E3 [MPa]	G1 [MPa]	G2 [MPa]	G3 [MPa]	$\mu_{1,2,3}$ [-]
	32 220	73 084	69 090	12 113	27 475	25 974	0,33

Tab. 5.2 Deformace elementu podlahy a náhradního modelu

Deformace [mm]				
Původní materiál	Rotace okolo X		Rotace okolo Z	
	celková	směr Y	celková	směr Y
	2,979	2,964	6,586	6,578
Nový materiál	Rotace okolo X		Rotace okolo Z	
	celková	směr Y	celková	směr Y
	2,979	2,974	6,586	6,574

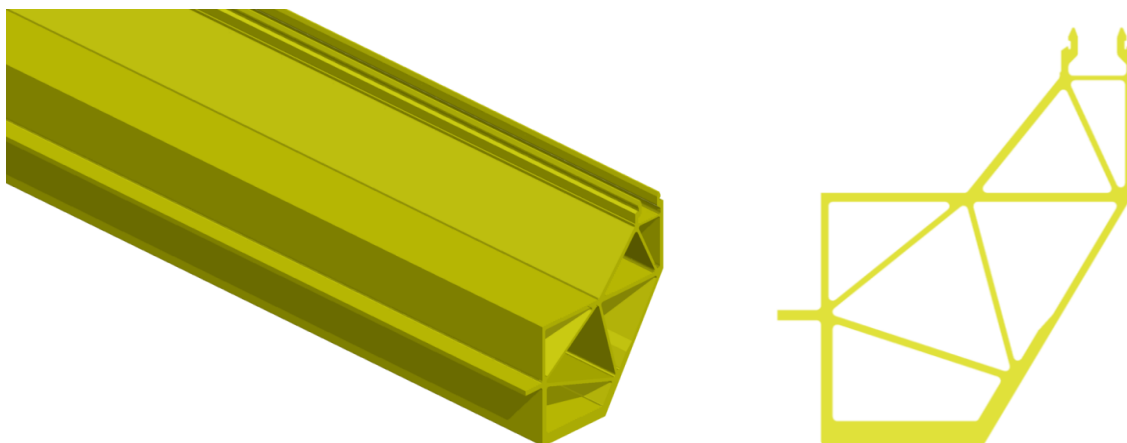
  

Směrodatné odchylky $s [-]$			
Rotace okolo Y		Rotace okolo Z	
celková	směr X	celková	směr X
0	0,005	0	0,002

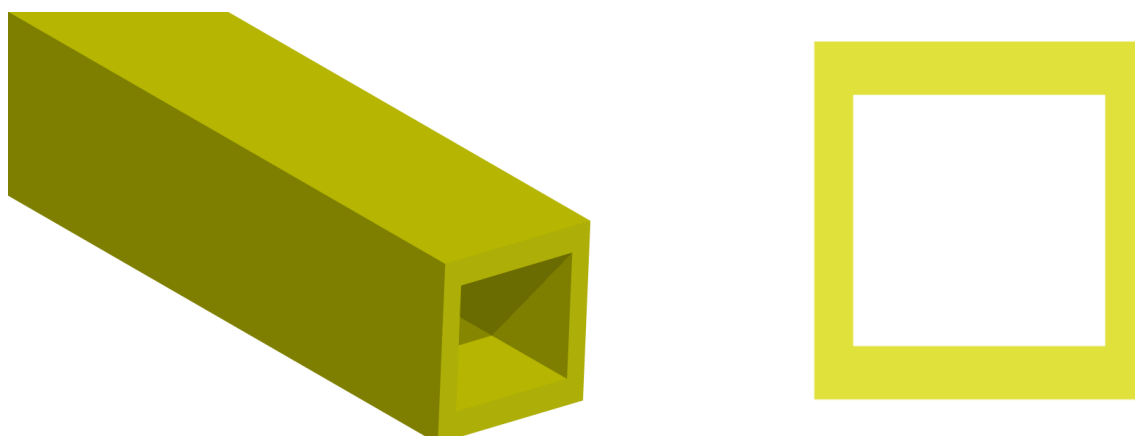
Porovnáním výsledků deformací lze vidět, že celkové deformace původního a nového modelu jsou na tisícinu milimetru shodné a odchylka je tudíž nulová. Směrodatná odchylka hodnot v hlavním směru deformace je maximálně 0,005, což je velmi dobrá hodnota, která výsledky téměř neovlivní.

## 5.2. Nahrazení podélníku

Podélníky jsou 24 metrů dlouhé podélné nosníky umístěné na krajích vozu. Je k nim připojena celá podlaha včetně příčníků a bočnic vozu. Pod podlahou je k nim ukotvena většina komponentů pod vozem a přenášejí tak největší zatížení.



Obr. 5.15 Podélník



Obr. 5.16 Náhradní model

Nahrazení modelu jsem provedl obdobně jako u podlahy. Vyjmul jsem element podélníku (obr. 5.15), který jsem podrobil výpočtu MKP a zjistil jeho deformace při zatížení v podélném a příčném směru. Následně jsem vytvořil nový tvarově jednoduchý náhradní model (obr. 5.16) a přiřadil k němu ortotropní materiál o stejných vlastnostech jako originál.

Vzhledem k rozsahu práce uvádím u tohoto a všech následujících nahrazovaných modelů pouze tabulku s hodnotami vypočtených deformací a vlastností materiálů obou modelů bez grafických výsledků z výpočetního softwaru.

V následujících tabulkách (tab. 5.3) jsou uvedeny vlastnosti použitých materiálů obou modelů a porovnání jejich deformací (tab. 5.4).

Tab. 5.3 Materiálové vlastnosti

Materiálové vlastnosti							
Původní materiál	E [MPa]			G [MPa]			$\mu$ [-]
	68 947			25 920			0,33
Nový materiál	E1 [MPa]	E2 [MPa]	E3 [MPa]	G1 [MPa]	G2 [MPa]	G3 [MPa]	$\mu_{1,2,3}$ [-]
	73 084	29 040	34 990	27 475	10 917	13 154	0,33

Tab. 5.4 Deformace elementu podélníku a náhradního modelu

Deformace [mm]						
Původní materiál	Rotace okolo X		Rotace okolo Y		Rotace okolo Z	
	celková	směr Y	celková	směr X	celková	směr Y
	6,309	5,590	7,606	7,074	0,337	0,272
Nový materiál	Rotace okolo X		Rotace okolo Y		Rotace okolo Z	
	celková	směr Y	celková	směr X	celková	směr Y
	6,309	6,260	7,789	7,734	0,337	0,275

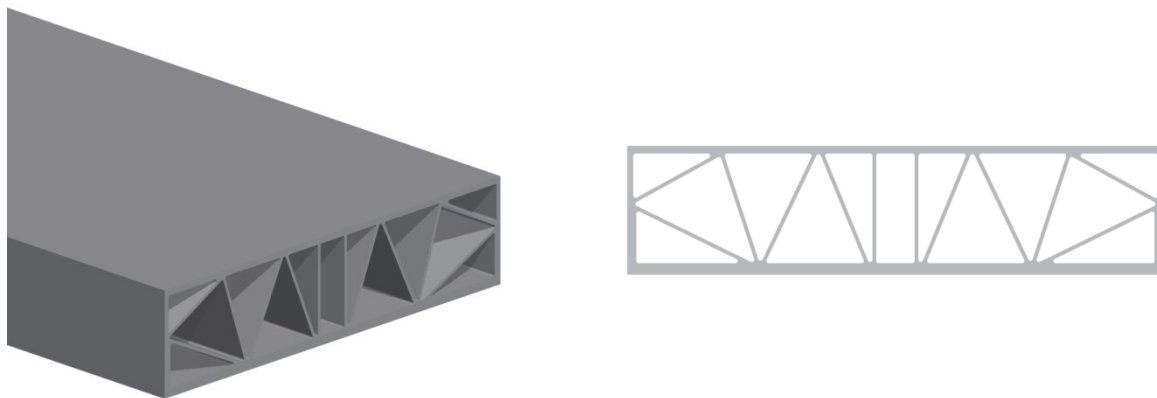
Směrodatné odchylky s [-]					
Rotace okolo X		Rotace okolo Y		Rotace okolo Z	
celková	směr Y	celková	směr X	celková	směr Y
0	0,335	0,092	0,329	0	0,002

Porovnáním výsledků deformací lze vidět, že celkové deformace původního a nového modelu jsou na tisícinu milimetru shodné a odchylka je tudíž nulová. Směrodatná odchylka hodnot v hlavním směru deformace je maximálně 0,335.

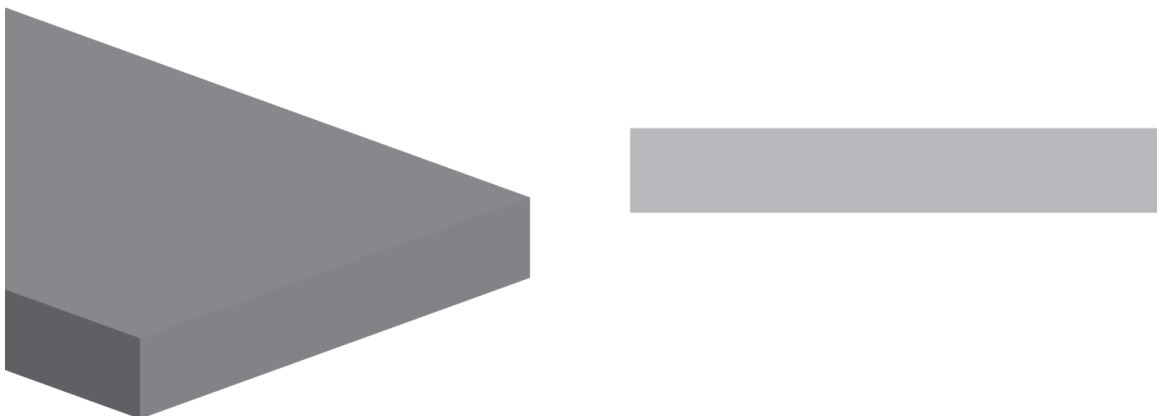


### 5.3. Nahrazení příčnicku

Příčník je silný vyztužený nosník uložený napříč vozu. Skrze příčníky je skříň vozu uložena na pneumatických měšcích a spojena s podvozky.



Obr. 5.17 Příčník



Obr. 5.18 Náhradní model

Vlastnosti použitých materiálů obou modelů (tab. 5.5) a porovnání jejich deformací (tab. 5.6) jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Tab. 5.5 Materiálové vlastnosti

Původní materiál	Materiálové vlastnosti						
	E [MPa]			G [MPa]			$\mu$ [-]
	68 947			25 920			0,33
Nový materiál	E1 [MPa]	E2 [MPa]	E3 [MPa]	G1 [MPa]	G2 [MPa]	G3 [MPa]	$\mu_{1,2,3}$ [-]
	93 110	73 084	50 560	35 004	27 475	19 008	0,33

Tab. 5.6 Deformace elementu příčnicku a náhradního modelu

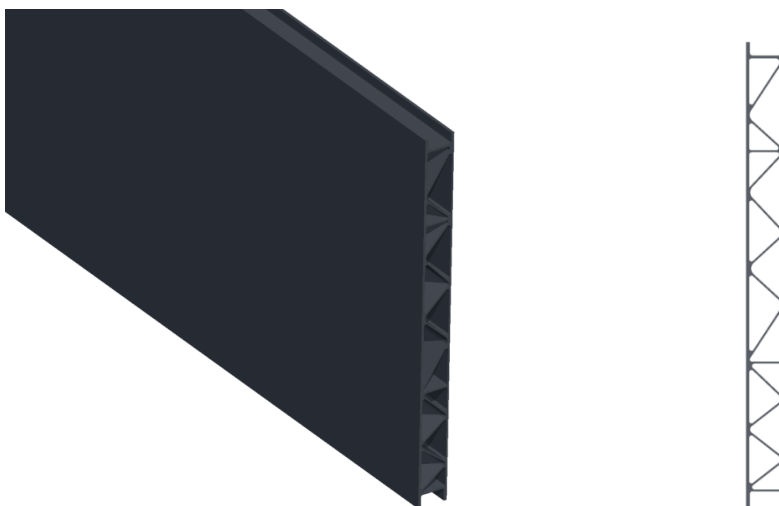
	Deformace [mm]			
	Rotace okolo X		Rotace okolo Z	
	celková	směr Y	celková	směr Y
	2,889	2,874	1,559	1,539
Nový materiál	Rotace okolo X		Rotace okolo Z	
	celková	směr Y	celková	směr Y
	2,889	2,879	1,559	1,548

Směrodatné odchylky s [-]			
Rotace okolo X		Rotace okolo Z	
celková	směr Y	celková	směr Y
0	0,003	0	0,005

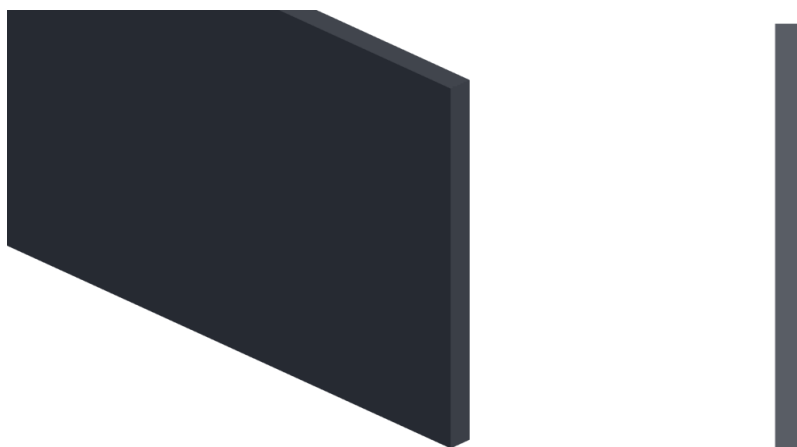
Porovnáním výsledků deformací lze vidět, že celkové deformace původního a nového modelu jsou totožné. Směrodatná odchylka hodnot v hlavním směru deformace je maximálně 0,005, což je velmi dobrá hodnota, která výsledky téměř neovlivní.

#### 5.4. Nahrazení bočnice

Bočnice spojují střechu vozu s podlahou. Jsou v ní umístěny otvory pro okna a dveře a vytváří nejvíce viditelnou část jednotky.



Obr. 5.19 Bočnice



Obr. 5.20 Náhradní model

Vlastnosti použitých materiálů obou modelů (tab. 5.7) a porovnání jejich deformací (tab. 5.8) jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Tab. 5.7 Materiálové vlastnosti

Původní materiál	Materiálové vlastnosti						
	E [MPa]			G [MPa]			$\mu$ [-]
	68 947			25 920			0,33
Nový materiál	E1 [MPa]	E2 [MPa]	E3 [MPa]	G1 [MPa]	G2 [MPa]	G3 [MPa]	$\mu_{1,2,3}$ [-]
	73 084	44 895	54 550	27 475	16 878	20 508	0,33

Tab. 5.8 Deformace elementu bočnice a náhradního modelu

Původní materiál	Deformace [mm]			
	Rotace okolo Y		Rotace okolo Z	
	celková	směr X	celková	směr X
	7,573	7,561	9,218	9,197
Nový materiál	Rotace okolo Y		Rotace okolo Z	
	celková	směr X	celková	směr X
	7,573	7,563	9,218	9,207

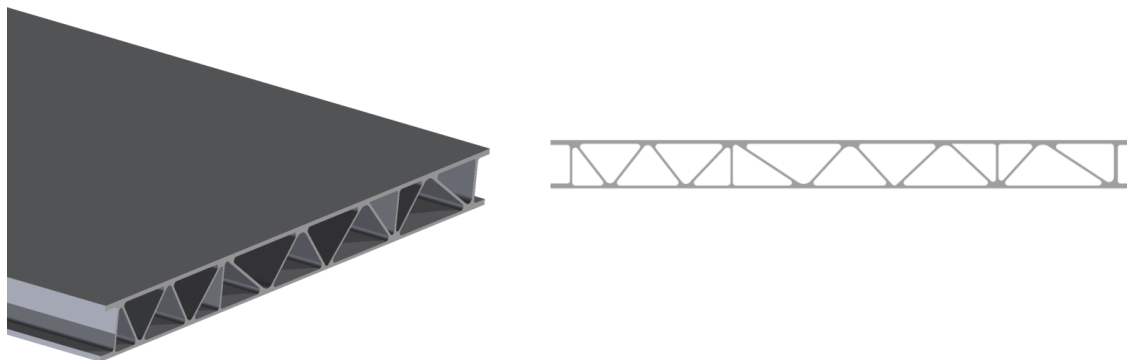
  

Směrodatné odchylky s [-]			
Rotace okolo Y		Rotace okolo Z	
celková	směr X	celková	směr X
0	0,001	0	0,005

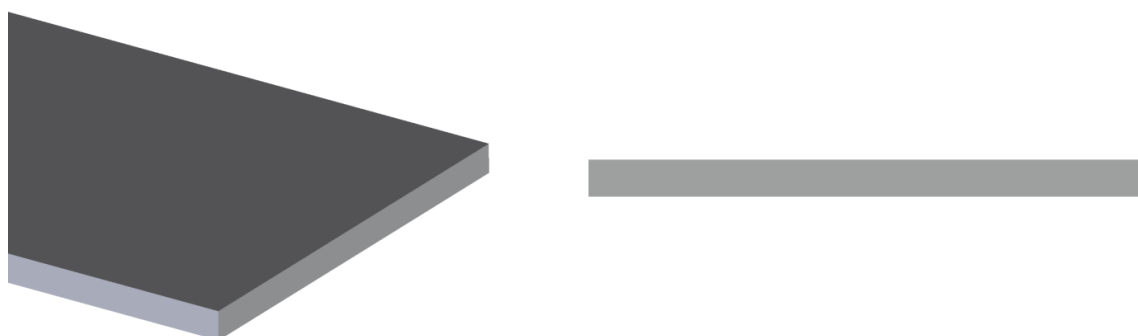
Celkové deformace původního a nového modelu jsou totožné. Směrodatná odchylka hodnot v hlavním směru deformace je maximálně 0,005 a výsledky téměř neovlivní.

## 5.5. Nahrazení stropu

Strop vozu je tvořen podobným protlačovaným profilem jako bočnice vozu. Jsou na něj upevněny především osvětlovací prvky a klimatizační jednotka.



Obr. 5.21 Strop



Obr. 5.22 Náhradní model

Vlastnosti použitých materiálů obou modelů (tab. 5.9) a porovnání jejich deformací (tab. 5.10) jsou uvedeny v následujících tabulkách.

Tab. 5.9 Materiálové vlastnosti

Původní materiál	Materiálové vlastnosti						
	E [MPa]			G [MPa]			$\mu$ [-]
	68 947			25 920			0,33
Nový materiál	E1 [MPa]	E2 [MPa]	E3 [MPa]	G1 [MPa]	G2 [MPa]	G3 [MPa]	$\mu_{1,2,3}$ [-]
	44375	73084	54 180	16682	27475	20 368	0,33

Tab. 5.10 Deformace elementu stropu a náhradního modelu

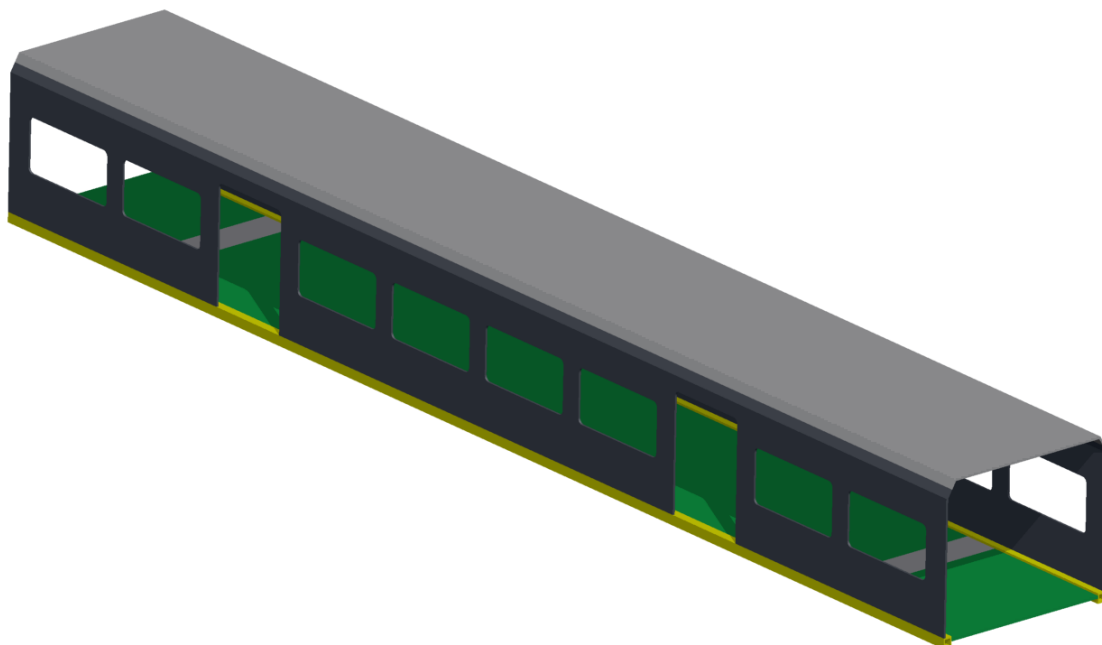
Deformace [mm]				
Původní materiál	Rotace okolo X		Rotace okolo Z	
	celková	směr Y	celková	směr Y
	7,574	7,551	9,218	9,197
Nový materiál	Rotace okolo X		Rotace okolo Z	
	celková	směr Y	celková	směr Y
	7,574	7,835	9,218	9,206

Směrodatné odchylky s [-]			
Rotace okolo Y		Rotace okolo Z	
celková	směr X	celková	směr X
0	0,142	0	0,005

Celkové deformace původního a nového modelu jsou totožné. Směrodatná odchylka hodnot v hlavním směru deformace činí maximálně 0,142 a výsledky ovlivní minimálně.

## 5.6. Výpočet vlastní frekvence

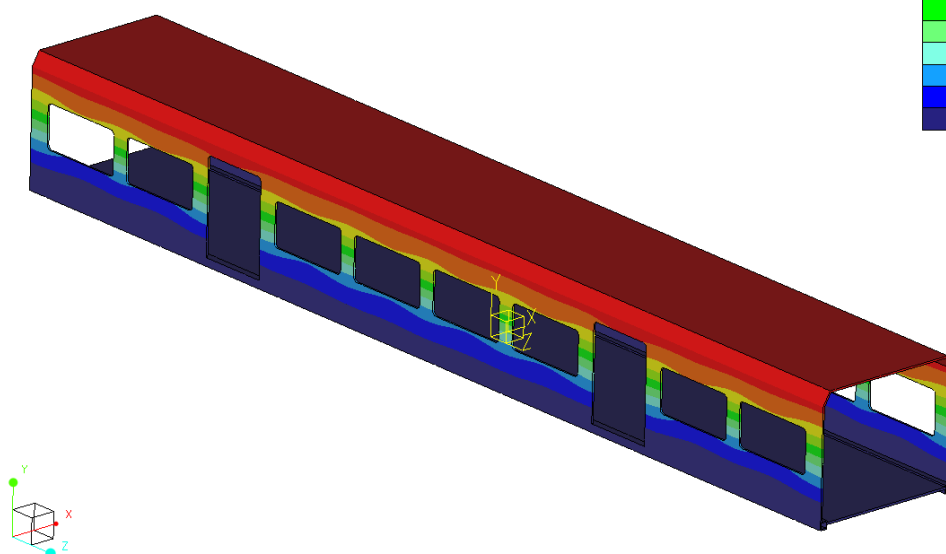
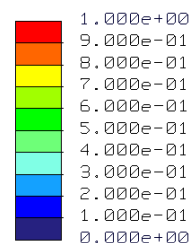
Nahrazením všech částí hrubé stavby vozu jsem vytvořil zcela nový model (obr. 5.23), který při výpočtu již nekolabuje a lze jej použít při výpočtu vlastní frekvence.



Obr. 5.23 Náhradní model hrubé stavby

Výpočtem jsem docílil hodnoty první vlastní frekvence  $f = 2,379$  Hz. Tato hodnota je důležitá z hlediska konstrukce dalších konstrukčních celků vozu.

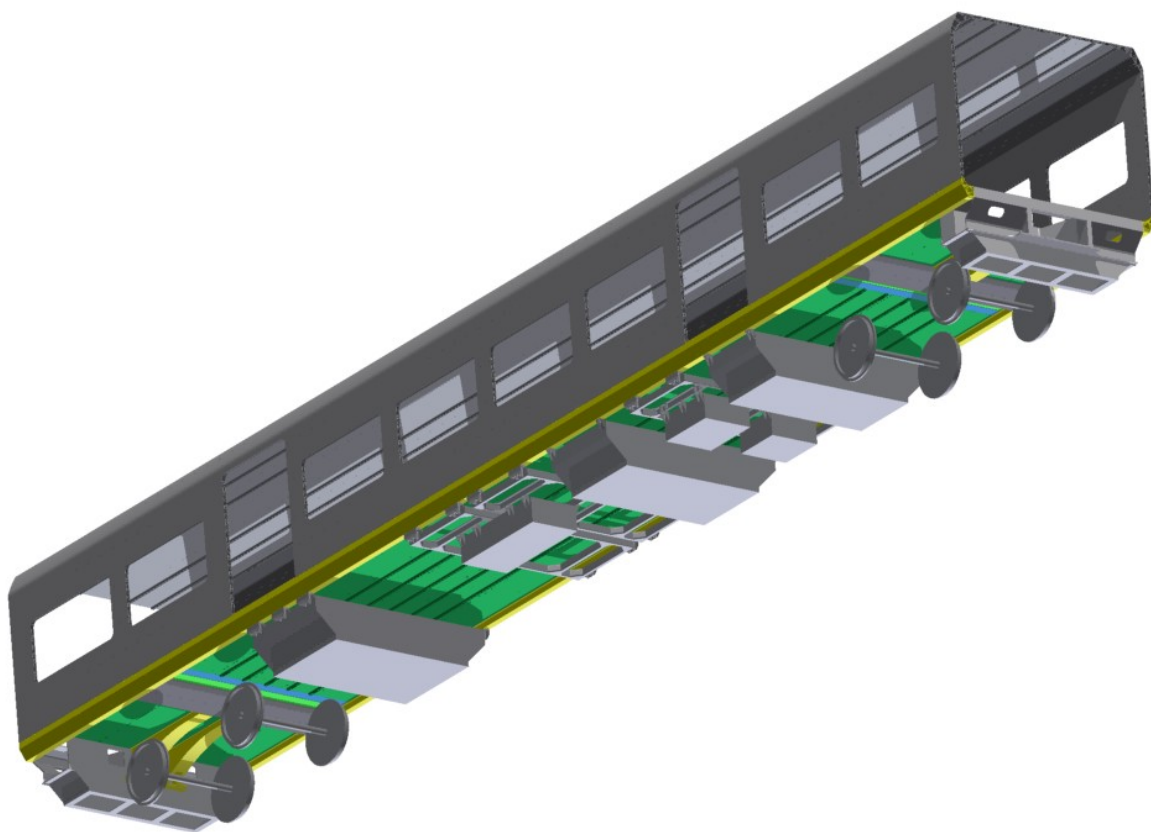
Displacement Mag (WCS)  
(mm)  
Max Disp +1.0000E+00  
Mode 1, +2.3789E+00



Obr. 5.24 Vlastní frekvence

## 6. ZÁVĚR

Na základě rozboru jednotlivých komponentů a prostorového uspořádání spodku vozidla jsem vypracoval projekční studii zástavby těchto komponentů do vloženého vozu regionální vlakové jednotky. Navrhl jsem systémy upevnění komponentů v závislosti na jejich hmotnosti a rozměrech. Tyto upevňovací systémy jsou dimenzovány dle zadání pro provozní i výjimečné stavy vznikající při provozu vozidla. Jednotlivé části těchto systémů byly podrobeny MKP výpočtům. Zároveň byly provedeny návrh a výpočty dynamicky namáhaných šroubových spojů kotvících tyto komponenty k vozu. Z porovnání výsledků je zřejmé, že všechny navržené části jsou dostatečně dimenzovány pro stanovená namáhání a splňují podmínky stanovené v úvodu diplomové práce. Závěrem práce byl z důvodu náročnosti MKP výpočtu vytvořen náhradní zjednodušený model celého vozu identických vlastností jako originál a byla vypočtena vlastní frekvence hrubé stavby vozu. Výsledkem práce je systém zavěšení komponentů na spodek vozidla s ohledem na obrysová omezení vozu a možnost dodatečného připevnění spodních krycích a bočních aerodynamických krytů. Lze konstatovat, že všechny cíle vytyčené na začátku práce byly splněny.



Obr. 6.1 Upevnění komponentů na spodek vozidla

## 7. POUŽITÁ LITERATURA

### Monografie

1. DEJL, Zdeněk. *Konstrukce strojů a zařízení I: spojovací části strojů. Návrh, výpočet, konstrukce*. Ostrava: Montanex, 2000, 225 s. ISBN 80-722-5018-3
2. KALÁB, Květoslav. *Návrh a výpočet dynamicky namáhaného šroubu. Vysokoškolská příručka*. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2009, 23 s.
3. LEINVEBER, Jan. *Strojnické tabulky: pomocná učebnice pro školy technického zaměření*. 3. dopl. vyd. Úvaly: ALBRA, 2006, 914 s. ISBN 80-736-1033-7.
4. NĚMČEK, Miloš. *Řešené příklady z částí a mechanismů strojů: spoje*. 2. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2008, 111 s. ISBN 978-80-248-1782-8.

### Firemní literatura

5. Firemní materiály společnosti SIEMENS, s.r.o. Siemens, © 2012

### Normy

6. ČSN 41 4331. *Ocel 14 331 Mn-Si-Cr*. Praha: Úřad pro normalizaci a měření, 1978.
7. DIN EN 755-2. *Aluminium and aluminium alloys – Extruded rod/bar, tube and profiles – Part 2: Mechanical properties: English version of DIN EN 755-2:2008-06*. Berlin: DIN Deutsches Institut für Normung e. V., 2008.
8. GOST 9238. *Construction and rolling stock clearance diagrams for the ussr railways of 1520 (1524) mm gauge*. Moskva: Státní výbor USSR, 1984.

### Elektronické dokumenty

9. Reference Tables - Coefficient of Friction. *Engineer's Handbook* [online]. [cit. 2012-05-16]. Dostupné z:  
<http://www.engineershandbook.com/Tables/frictioncoefficients.htm>
10. FOLTA, Zdeněk. *Dovolný měrný tlak. Zdeněk Folta - VŠB-TU Ostrava* [online]. [cit. 2012-05-16]. Dostupné z:  
[http://www.347.vsb.cz/staff/folta/Pomucky\\_obecne/Dovoleny\\_merny\\_tlak.pdf](http://www.347.vsb.cz/staff/folta/Pomucky_obecne/Dovoleny_merny_tlak.pdf)
11. Hull in Aluminium Alloys, Design Principles, Construction and Survey. *VeriSTAR* [online]. [cit. 2012-05-16]. Dostupné z:  
[http://www.veristar.com/content/static/veristarinfo/images/4764.30.561NR\\_2012-03.pdf](http://www.veristar.com/content/static/veristarinfo/images/4764.30.561NR_2012-03.pdf)



## **8. PŘÍLOHY**

Součástí diplomové práce jsou sestavné a výrobní výkresy a diagramy dynamicky zatíženého šroubového spoje:

1. DRE054-00
2. DRE054-00-S01
3. DRE054-00-S02
4. DRE054-00-V01
5. DRE054-00-D01
6. DRE054-00-D02